

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta Strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Naklápěcí stůl s otočí
Tilting Rotary Table

Student:	Bc. Jan Jošek
Vedoucí diplomové práce:	doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.

Ostrava 2016

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jan Jošek**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: Sklopný stůl s otočí
Tilting Rotary Table
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Navrhněte sklopný stůl s otočí. Jedná se o stacionární manipulační zařízení pro změnu polohy břemene z horizontální polohy do svislé a naopak a jeho další otáčení. Úhel naklopení je 90 stupňů a úhel otočení je 180 stupňů. Maximální rychlost otáčení je 2 ot/min.. Maximální hmotnost břemene kruhového tvaru je 1000 kg. Maximální průměr a délka břemene jsou 1000 mm. Nakreslete sestavu a dílenské výkresy 2 vybraných dílů.

Seznam doporučené odborné literatury:

BOLEK, A., KOCHMAN, J. AKOL. *Části strojů I a II*. Praha: SNTL, 1989. 776 s. ISBN 80-03-0046-7.
DEJL Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I. Spojovací části strojů*. Ostrava: Montanex a.s., 2000. 225 s. ISBN 80-7225-018-3.
SHIGLEY, J., E., MISCHKE CH., R., BUDYNAS R., G. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTIUM, 2010. 1186 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
ČSN EN 14492-2 *Jeřáby-Vrátky, kladkostroje a zdvihové jednotky se strojním pohonem*. Praha: UNMZ, 2010.

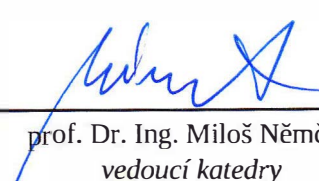
Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.**

Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016




prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry


doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 16.5.2016

.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 16.5.2016

.....
Jan Jošek
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Jan Jošek

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Slepá 506, 739 34 Šenov

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

JOŠEK, J. *Naklápěcí stůl s otočí : diplomová práce*. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2016, 61 s. Vedoucí práce: Kaláb, K.

Diplomová práce se zabývá návrhem naklápěcího stolu s otočí. Naklápěcí stůl s otočí má za úkol překlápět břemena válcového tvaru a ve vodorovné poloze otáčet břemenem. V úvodu je popsáno, co jsou naklápěcí stoly a k čemu se používají. Poté jsou zkoumány konstrukce již vyrobených naklápěcích stolů a možnosti transportu válcových břemen. Dále jsou detailněji specifikovány tvary břemen. Následuje popis navržené konstrukce. Konstrukce naklápěcího stolu s otočí je rozdělena do hlavních podsestav. Dále je popsán návrh a výpočet pohonu – otoče stolu, posuvu břemene a naklápění stolu. V závěru práce jsou shrnuty výsledky návrhu naklápěcího stolu s otočí a doporučení pro údržbu. Výkres sestavy naklápěcího stolu s otočí je v příloze diplomové práce.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

JOŠEK, J. *Tilting Rotary Table : Master Thesis*. Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2016, 61 p. Thesis head: Kaláb, K.

Master thesis deals with design of tilting rotary table. Tilting rotary table has the task to flip the cylindrical – shaped burden and in horizontal position to rotate burden. The introduction describes what tilting tables are and for what they are used. Next, they are explored constructions of the already build tilting tables and means of the transport of cylindrical-shaped burdens. Further are detailed specified shapes of the burdens, followed by description of the designed construction. Construction of tilting rotary table is divided into major subassemblies. Further is described the design and calculation of drive - slewing ring of the table, shifting the burden and tilting table. In conclusion are summarizes the results of the tilting rotary table design and maintenance recommendations. Drawing of tilting rotary table assembly is in the attachment.

Obsah

Seznam použitého značení.....	8
1 Úvod.....	12
2 Rešerše.....	13
2.1 Vyráběné sklopné stoly.....	13
2.2 Transport válcových břemen.....	14
3 Tvary válcového břemene.....	15
3.1 Břemeno tvar „svitek“.....	15
3.2 Břemeno tvar „tlaková nádoba“.....	16
3.3 Břemeno tvar „špalek“.....	17
4 Konstrukce naklápěcího stolu s otočí.....	18
5 Návrh otoče stolu.....	21
5.2 Návrh a výpočet otočového ložiska.....	22
5.2.2 Výpočet trvanlivosti ložiska.....	23
5.3 Výpočet pohonu otoče.....	25
5.3.2 Určení charakteristiky otáčení.....	26
5.3.3 Rozběhový moment.....	28
6 Návrh posuvu břemene.....	30
6.1 Varianty pohonu posuvu.....	30
6.1.1 Řemenový aktuátor.....	30
6.1.2 Ozubený hřeben s pastorkem.....	30
6.1.3 Pohybový šroub.....	31
6.2 Konstrukční řešení posuvu.....	31
6.3 Kontrola vozíku.....	33
6.4 Kontrola vodících kladek.....	35
6.4.2 Kontrola maximálního zatížení kladek.....	35
6.4.3 Kontrola maximálních otáček kladek.....	36
6.4.4 Výpočet trvanlivosti ložisek kladek.....	37
6.5 Výpočet pohonu posuvu.....	37
6.5.1 Charakteristika posuvu.....	37
6.5.2 Výpočet odporu proti posuvu.....	38
6.5.3 Návrh pohybového šroubu.....	39
6.5.4 Návrh servomotoru.....	42

6.5.5	Kontrola pohybového šroubu.....	44
7	Návrh nakládění břemene.....	47
7.2	Výpočet síly pro nakládění.....	48
7.2.2	Výpočet pro břemeno č.1	50
7.2.3	Nakláděcí síla.....	52
7.3	Volba válečkového řetězu	52
7.3.2	Kontrola řetězu	55
7.4	Výpočet motoru nakládění	57
8	Závěr.....	58
9	Seznam použitých pramenů.....	59
	Seznam příloh	61

Seznam použitého značení

C	Základní radiální dynamická únosnost	[kN]
C_0	Základní radiální statická únosnost	[kN]
C_{0a}	Základní axiální statická únosnost	[kN]
C_a	Základní axiální dynamická únosnost	[kN]
$D_{1,2}$	Roztečná kružnice řetězu	[mm]
D_k	Průměr kolébky	[mm]
D_{kl}	Průměr kladky	[mm]
D_M	Průměr roztečné kružnice kuliček	[mm]
E	Modul pružnosti materiálu	[MPa]
F_1	Tahová síla v řetězu	[kN]
F_a	Axiální síla	[N]
F_{Adov}	Maximální axiální zatížení kladky	[kN]
F_{kr}	Kritická síla	[N]
F_{pt}	Síla při přetržení	[kN]
F_R	Radiální síla	[N]
F_r	Maximální síla v řetězu	[kN]
F_{Rdov}	Maximální radiální zatížení kladky	[kN]
F_{rot}	Tíha otáčeného břemene	[N]
F_S	Síla ve šroubu	[N]
J_M	Moment setrvačnosti motoru	[kg·mm ²]
J_O	Moment setrvačnosti otoče s břemenem	[kg·mm ²]
J_P	Moment setrvačnosti pastorku	[kg·mm ²]
$J_{př}$	Moment setrvačnosti převodovky	[kg·mm ²]
J_Z	Moment setrvačnosti zátěže	[kg·mm ²]
L_{10}	Základní trvanlivost ložiska	[10 ⁶ ot]
M_1	Klopný moment od břemene č. 1	[Nm]
M_C	Celkový potřebný moment	[Nm]
M_K	Klopný moment	[kNm]
M_{max}	Maximální krouticí moment	[Nm]
M_{max}	Maximální klopný moment	[Nm]
M_N	Nominální krouticí moment	[Nm]
M_P	Výstupní moment převodovky	[Nm]
M_{pot}	Potřebný krouticí moment	[Nm]

M_R	Rozběhový moment	[Nm]
M_{rot}	Klopný moment při otáčení tělesa	[Nm]
M_U	Utahovací moment	[Nm]
M_W	Třecí moment otoče	[Nm]
N	Počet úplných posuvů	[-]
O_V	Odpor při valení	[N]
P	Rozteč závitu	[mm]
P_1	Výkon na hnací řetězce	[kW]
P_{axial}	Ekvivalentní zatížení otoče	[kN]
P_D	Diagramový výkon	[kW]
P_M	Výkon motoru	[kW]
R_A	Reakce v podpoře A	[N]
R_B	Reakce v podpoře B	[N]
R_e	Mez kluzu materiálu	[Mpa]
S_{d3}	Průřez jádra šroubu	[mm ²]
S_r	Plocha kloubu řetězu	[mm ²]
T_x	Tíha tělesa s	[N]
W_R	Specifická třecí síla	[kN/m]
Y	Součinitel rázů	[-]
a	Zrychlení	[ms ⁻²]
d	Jmenovitý průměr závitu	[mm]
d_0	Roztečná kružnice ozubení	[mm]
d_2	Střední průměr závitu	[mm]
d_3	Malý průměr závitu	[mm]
f_z	Součinitel tření v závitě	[-]
g	Gravitační zrychlení	[ms ⁻²]
h_x	Souřadnice x těžiště tělesa x	[mm]
i	Převodový poměr převodovky	[-]
i_p	Převodový poměr pastorek - otoč	[-]
$i_{př}$	Převodový poměr převodovky	[-]
k	Koeficient rozložení síly	[-]
k	Provozní součinitel	[-]
k_1	Návrhová bezpečnost	[-]
k_d	Dynamická bezpečnost	[-]

k_F	Koeficient dynamického zatížení	[-]
k_s	Bezpečnost šroubu	[-]
k_s	Statická bezpečnost	[-]
k_{vz}	Vzpěrná bezpečnost	[-]
l_s	Vzdálenost	[mm]
l_ξ	Délka zatíženého šroubu	[mm]
m_1	Hmotnost 1 m řetězu	[kg/m]
$m_{b1,2,3,4}$	Hmotnost břemene č. 1,2,3,4	[kg]
m	Modul ozubení	[mm]
m_{voz}	Hmotnost vozíku	[kg]
n	Počet chodů závitu	[-]
n_1	Otáčky hnací řetězky	[min ⁻¹]
n_2	Rychlost naklápění	[min ⁻¹]
n_{kl}	Otáčky kladky	[min ⁻¹]
n_m	Ustálené otáčky motoru	[min ⁻¹]
n_M	Otáčky matice	[min ⁻¹]
n_{max}	Maximální přípustné otáčky kladky	[min ⁻¹]
n_N	Nominální otáčky	[min ⁻¹]
n_o	Otáčky otoče	[min ⁻¹]
n_p	Výstupní otáčky převodovky	[min ⁻¹]
p	Trvanlivostní exponent	[-]
p_D	Dovolený tlak	[MPa]
p_v	Výpočtový tlak	[Mpa]
p_x	Vzdálenost těžiště od osy naklápění	[mm]
r_x	Rameno síly	[mm]
t	Dovolená poloha těžiště	[m]
t_c	Celkový čas	[s]
t_r	Doba rozběhu a brzdění	[s]
t_r	Rozteč řetězu	[mm]
u	Převodový poměr řetězového převodu	[-]
$v_{1,2}$	Obvodová rychlost	[ms ⁻¹]
v_{max}	Ustálená rychlost posuvu	[ms ⁻¹]
v_x	Souřadnice y těžiště tělesa x	[mm]
$z_{1,2}$	Počet zubů	[-]

α	Úhel profilu závitu	[°]
α_w	Úhel profilu zubů	[°]
α_x	Směrnice těžiště od osy naklápění	[°]
ε	Koeficient excentricity zatížení	[-]
ε	Úhlové zrychlení	[rads ⁻²]
η_p	Účinnost převodu pastorek - otoč	[-]
$\eta_{př}$	Účinnost převodovky	[-]
λ	Činitel tření	
μ	Koeficient třecího odporu	[-]
μ	Součinitel způsobu zatížení	[-]
μ	Součinitel mazání	[-]
ζ_{kl}	Rameno valivého odporu kladky	[mm]
ρ	Součinitel osové vzdálenosti	[-]
σ	Napětí tah/tlak	[Mpa]
σ_{red}	Redukované napětí	[MPa]
τ	Napětí - krut	[MPa]
φ	Úhlová dráha	[°]
φ	Součinitel provedení řetězu	[-]
φ^c	Redukovaný třecí úhel	[°]
χ	Součinitel výkonu	[-]
ψ	Úhel stoupání závitu	[°]
ω_{max}	Ustálená úhlová rychlost	[rads ⁻¹]

1 Úvod

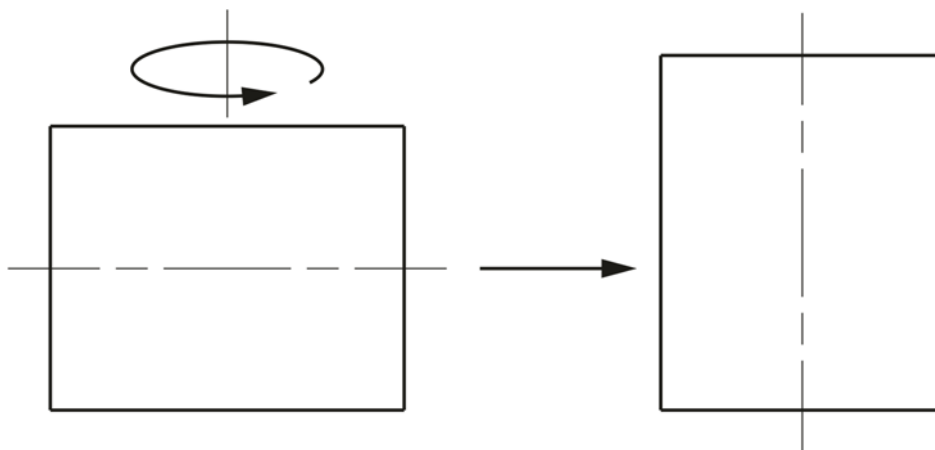
Naklápěcí stoly jsou také nazývány jako sklopné stoly nebo překlápěče cívek. Obecně lze naklápěcí stoly označit jako manipulační techniku nebo polohovadla. Polohuje se však pouze jedno těleso (oproti svařovacím polohovadlům, kdy se polohují dva a více těles vůči sobě a následně se svaří).

Naklápěcí stoly se používají nejčastěji na překlápění těžkých válcových břemen z vodorovné polohy do polohy svislé a opačně. Například překlápění svitků plechu na paletu. Překlápěné břemeno nemusí být vždy válcového tvaru. Naklápěcí stoly se využívají i v automatizované výrobě, kdy jsou součástí výrobní linky.

Naklápěcí stoly s otočí překlápí těžká břemena stejně jako bezotočové stoly. Otoč slouží o otočení břemene ve vodorovné poloze okolo příčné osy břemene (obr. 1.1). Jsou využívány přímo ve výrobním procesu – jako polohovadlo pro ruční svařování nebo při montáži sestav. Svářeč či montér tak získá optimální přístup k danému místu.

Cílem diplomové práce je navrhnout naklápěcí stůl s otočí, který by překlápil těleso válcového tvaru z vodorovné polohy do polohy svislé. Dále ve vodorovné poloze těleso otočil o 180° okolo příčné osy. Jsou kladeny požadavky na jednoduchou, lehkou konstrukci a snadnou údržbu.

Tvar břemene je částečně dán zadáním: maximální délka je 1 000 mm, maximální průměr je 1 000 mm a maximální hmotnost je 1 000 kg. Další omezující rozměry byly stanoveny: minimální délka je 300 mm a minimální průměr je 500 mm.



Obr. 1.1 Schéma funkce stolu

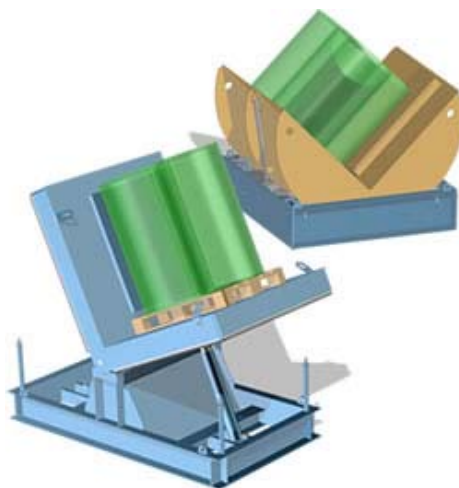
2 Rešerše

Před samotným návrhem konstrukce naklápečího stolu s otočí, byly zkoumány konstrukce vyráběných naklápečích stolů. Při návrhu konstrukce naklápečího stolu s otočí byl brán zřetel na manipulaci s břemenem při nakládání a vykládání. Proto byly zjišťovány možnosti transportu válcových břemen.

2.1 Vyráběné sklopné stoly

Sklopné stoly se vyrábějí o nosnostech od 1 tuny po 60 tun. Jejich konstrukce jsou většinou kolébkovitého tvaru nebo jednodušší tvaru L (obr. 2.1). Konstrukce kolébky má tu výhodu, že těžiště tělesa se nachází blíže osy nakládání. To má za následek potřebu menších sil pro naklopení, než u konstrukce tvaru L.

Naklápečí stůl s otočí (obr. 2.2) má v podstatě stejný tvar jako bezotočové stoly. Je však doplněn o posuvný vozík s otočí, aby bylo možné břemeno odsunout od podstavné plochy a následně jej otočit.



Obr. 2.1 Sklopné stoly bezotočové [17]



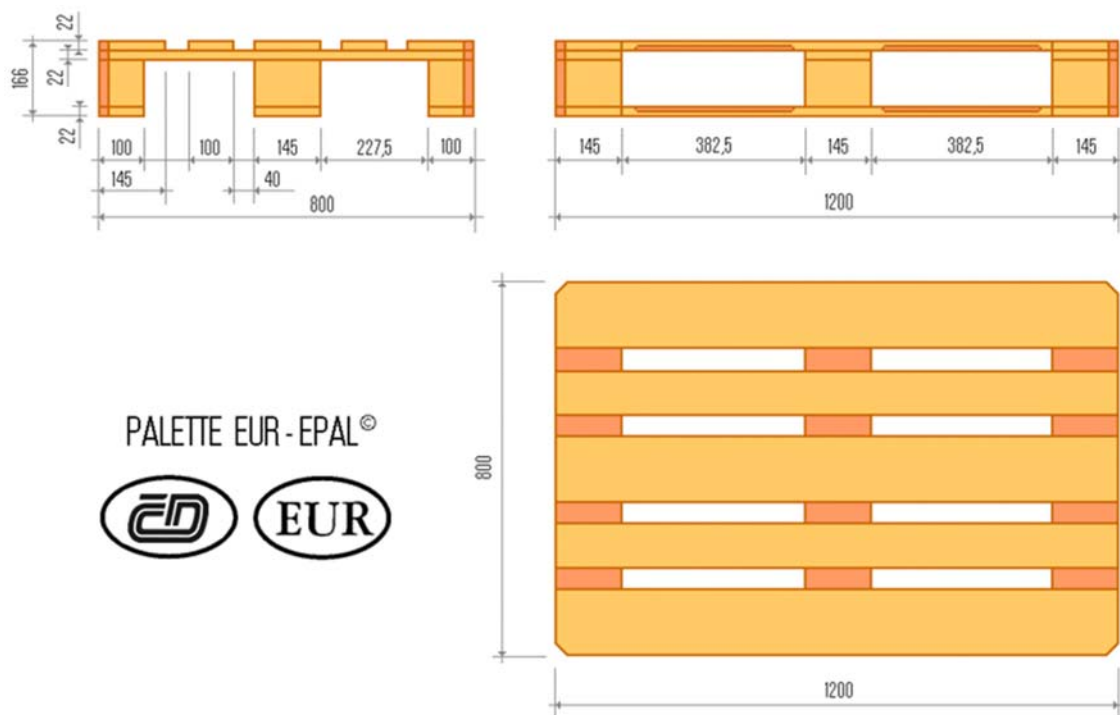
Obr. 2.2 Naklápečí stůl s otočí [18]

2.2 Transport válcových břemen

Válcová břemena se transportují pomocí C-háků, kleští (obr. 2.3), speciálních manipulátorů na vysokozdvizném vozíku, nebo pomocí zavěšených popruhů. Další možností je naložení na paletu. Při návrhu stolu byla uvažována europaleta (obr. 2.4)



Obr. 2.3 Transportní C-hák a kleště [18]



Obr. 2.4 Rozměry europalety [19]

3 Tvary válcového břemene

Pro konstrukci naklápečího stolu s otočí jsou navržena 4 břemena kruhového průřezu různého tvaru. Ta jsou rozdělena do třech skupin: tvar „svitek“, tvar „tlaková nádoba“ a tvar „špalek“. Barva šrafování označuje tvar tělesa. Tyto barvy jsou využity v dalších obrázcích.

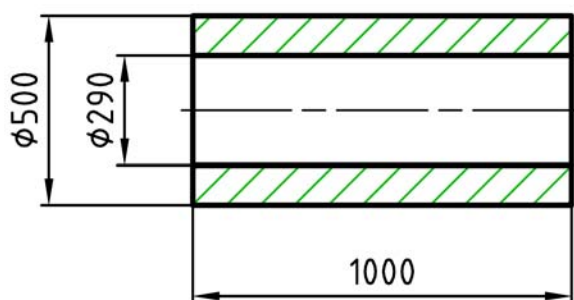
3.1 Břemeno tvar „svitek“

Tento tvar břemene reprezentuje například svitek plechu nebo kotouč s drátem. Tedy hmota koncentrovaná na malém prostoru. Uvažují 2 břemena tohoto tvaru.

Břemeno č. 1

Rozměry dle obr. 3.1.

Hmotnost $m_{b1} = 1023$ [kg]

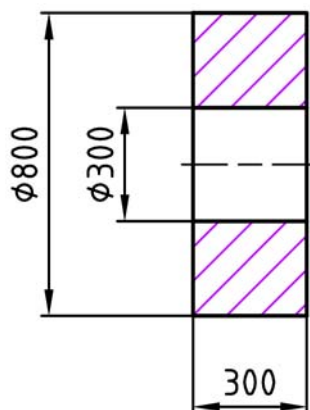


Obr. 3.1 Břemeno č. 1

Břemeno č. 2

Rozměry dle obr. 3.2

Hmotnost $m_{b2} = 1017$ [kg]



Obr. 3.2 Břemeno č. 2

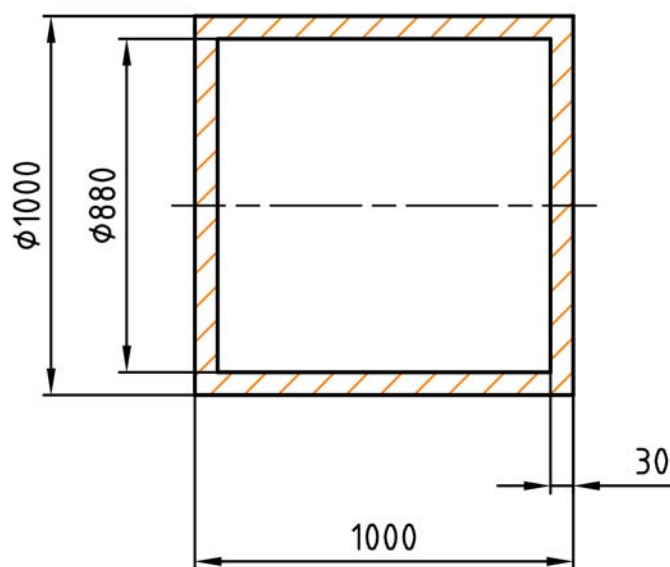
3.2 Břemeno tvar „tlaková nádoba“

Tento tvar břemene reprezentuje například tlakovou nádobu či armatury. Tedy tělesa s hmotou rozloženou ve větším prostoru. Uvažuji jedno břemeno tohoto tvaru.

Břemeno č.3

Rozměry dle obr. 3.3

Hmotnost $m_{b3} = 1044$ [kg]



Obr. 3.3 Břemeno č. 3

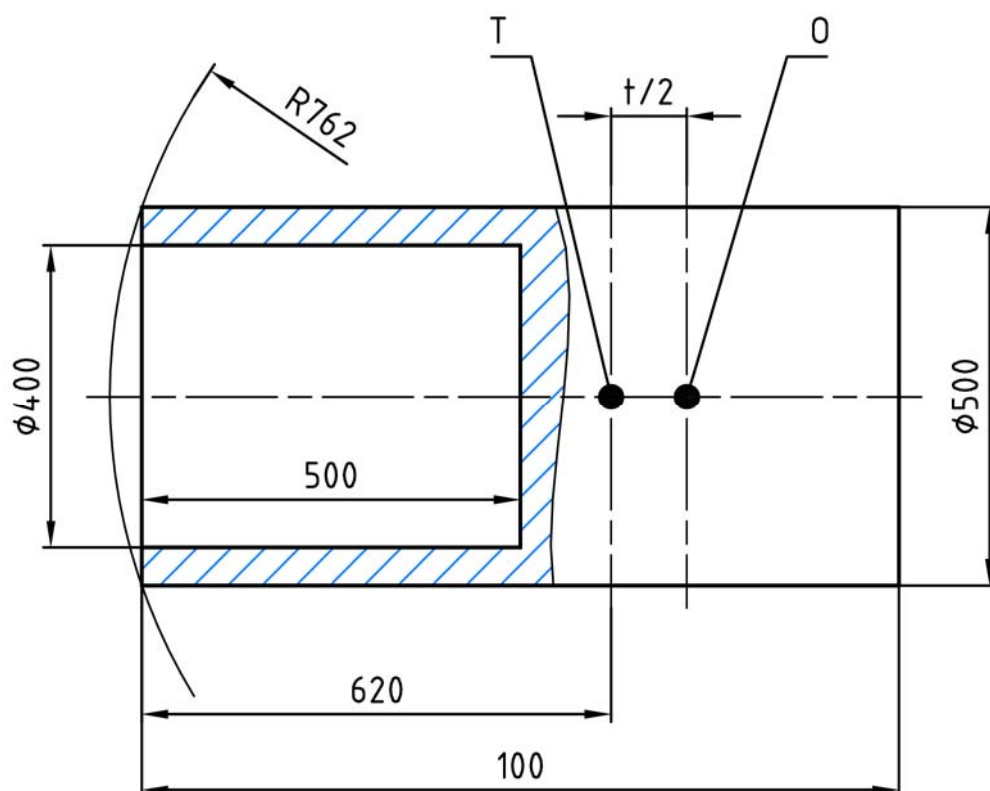
3.3 Břemeno tvar „špalek“

Tento tvar břemene má reprezentovat částečně opracovaný polotovár, který je před další operací nutno otočit či překlomit. Z rozměrů tohoto tělesa byl určen potřebný prostor pro otočení břemene o 180° .

Břemeno č. 4

Rozměry dle obr. 3.4

Hmotnost $m_{b4} = 1048$ [kg]

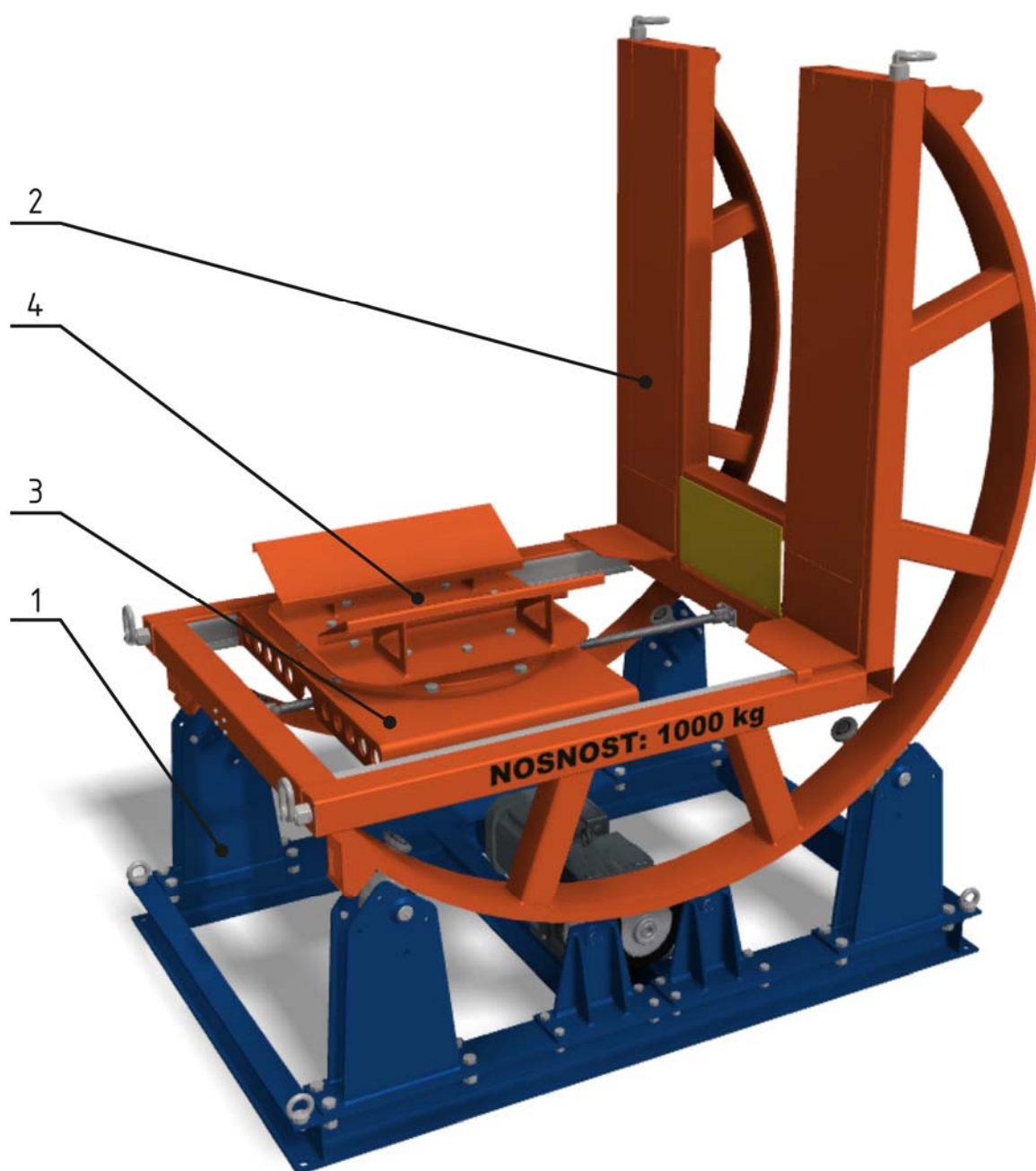


Obr. 3.4 Břemeno č. 4

T – těžiště břemene; O – osa otáčení

4 Konstrukce naklápěcího stolu s otočí

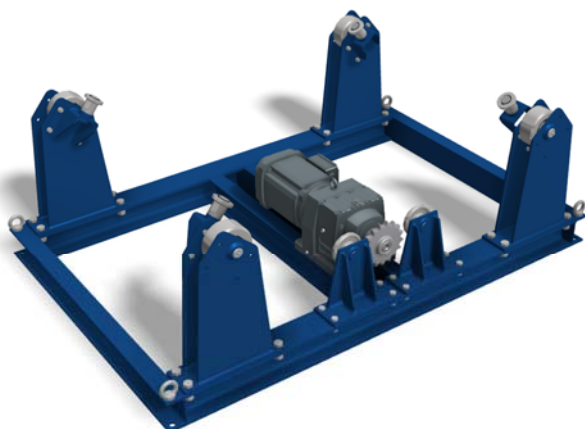
Navržený naklápěcí stůl s otočí se skládá ze čtyř hlavních konstrukčních celků (obr. 4.1 a 4.2).



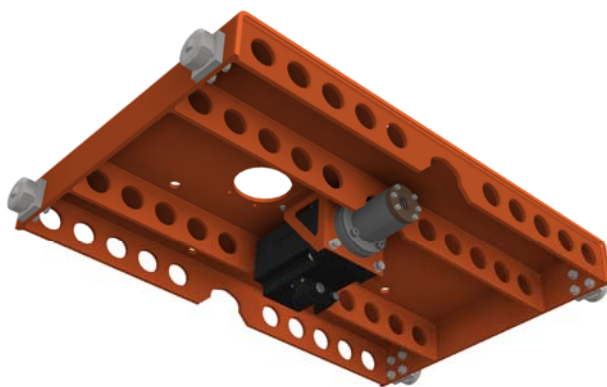
Obr. 4.1 Navržený naklápěcí stůl s otočí

1 – pevný rám; 2 – naklápěcí kolébka; 3 – posuvný vozík; 4 – otoč stolu

Pevný rám



Posuvný vozík



Naklápěcí kolébka

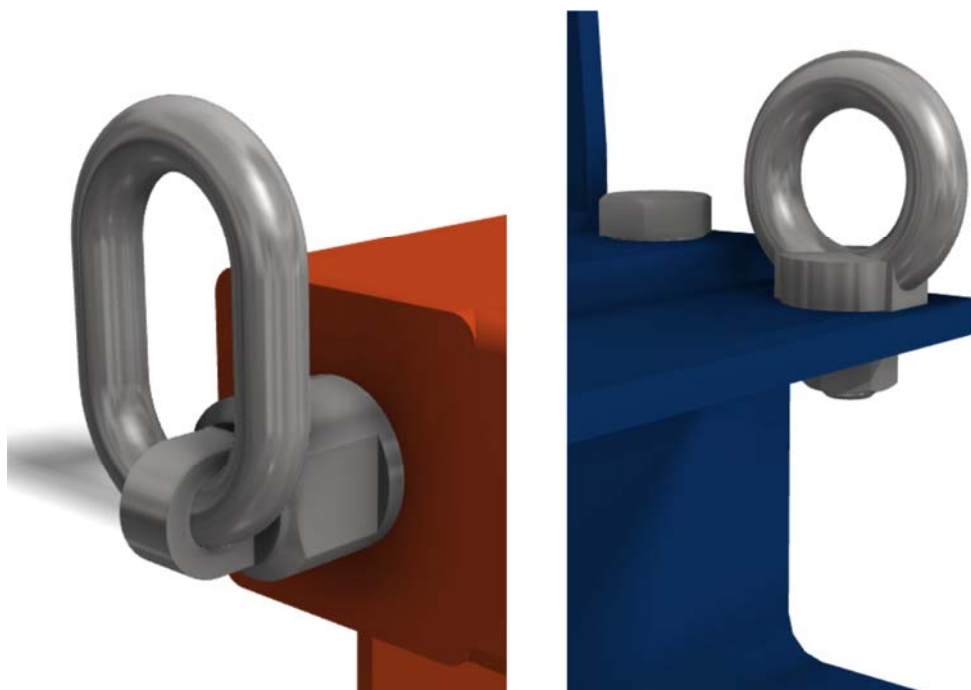


Otoč stolu



Obr. 4.2 Hlavní konstrukční celky naklápěcího stolu s otočí

Pevný rám a naklápěcí kolébka jsou opatřeny vázacími body (obr. 4.3) pro snadnou manipulaci při montáži. Hmotnost celé konstrukce je asi 580 kg.



Obr. 4.3 Vázací body

Vlevo – naklápěcí kolébka; *Vpravo* – pevný rám

Následující kapitoly jsou řazeny ve stejném pořadí, jak probíhal návrh konstrukce naklápěcího stolu s otočí.

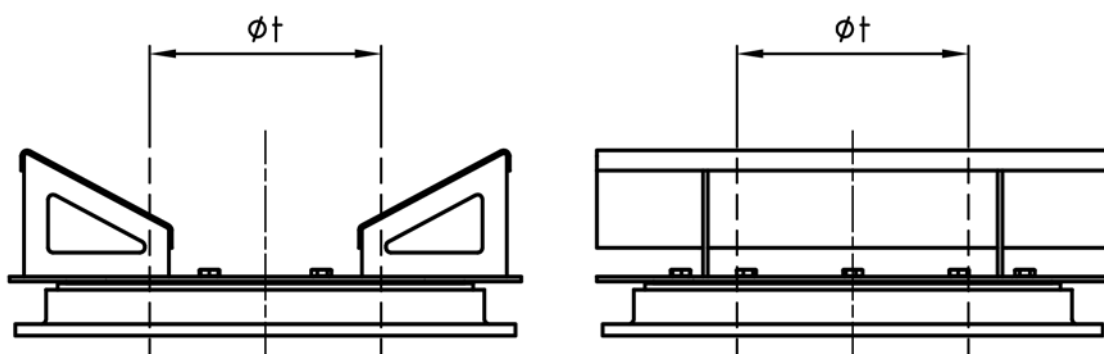
5 Návrh otoče stolu

Otoč stolu je vybavena krokovým elektromotorem. Rychlost otáčení je dána – $n_o = 2$ ot/min. Pro bezpečné uchycení břemene je otočná deska ve tvaru V (obr. 5.1). Kontaktní plochy desky s břemenem je možno vybavit pryžovou vrstvou. Tím se lépe zamezí nechtěnému posuvu břemena. Deska je připevněna k otočovému ložisku šrouby. Hmotnost desky je 16 kg.

Těžiště břemene se musí nacházet v ose otoče, aby se zamezilo vzniku klopného momentu. Poloha těžiště břemene vůči ose otoče se může pohybovat ve válci o průměru $\varnothing t = 0,24$ [m] (obr. 5.2).



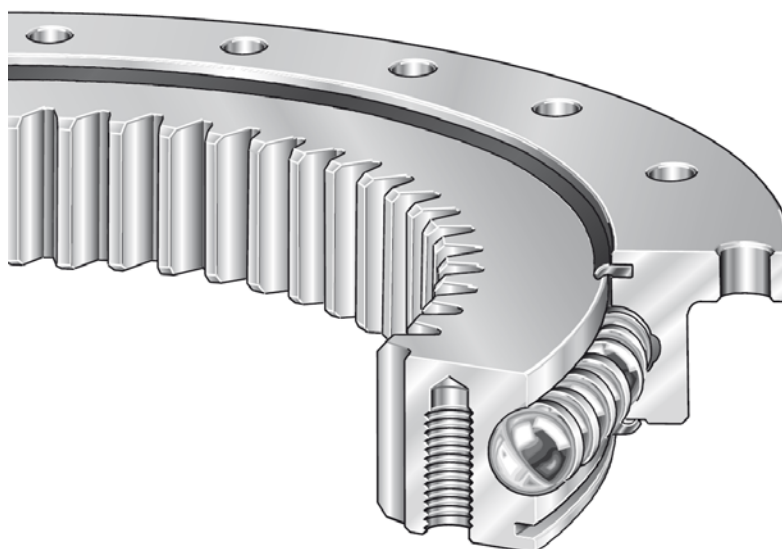
Obr. 5.1 Otočná deska



Obr. 5.2 Dovolená poloha těžiště břemene

5.2 Návrh a výpočet otočového ložiska

Zvolil jsem otočové ložisko s vnitřním ozubením INA VLI 20 0414 N (obr. 5.3). Tento typ ložiska se využívá např. ve větrných elektrárnách nebo ve výrobních a stavebních strojích. Vnitřní ozubení je využito k pohonu otoče.



Obr. 5.3 Ložisko pro otočné stoly INA VLI [8]

Tab. 5.2 Parametry otočového ložiska INA VLI 20 0414 N [8]

Základní axiální statická únosnost	C_{0a}	295	[kN]
Základní axiální dynamická únosnost	C_a	169	[kN]
Průměr roztečné kružnice kuliček	D_M	414	[mm]
Koeficient třecího odporu	μ	0,01	[-]
Koeficient rozložení síly	k	4,37	[-]
Specifická třecí síla vzhledem k těsnění, kleci apod.	W_R	0,21	[kN/m]
Roztečná kružnice ozubení	d_0	335	[mm]
Modul ozubení	m	5	[mm]
Úhel profilu zubů	α_w	20	[°]
Počet zubů	z_2	67	[-]

5.2.2 Výpočet trvanlivosti ložiska

Otoč je zatížena axiálně, tíhou od břemene. Pro zvolené otočové ložisko INA VLI 20 0414 N je vypočtena základní trvanlivost v počtu otáček, při zatížení axiální silou.

$$F_a = m_b \cdot g \text{ [N]} \quad (5.1)$$

Kde:

m_b je hmotnost břemene č.4 $m_b = 1048 \text{ [kg]}$

g je gravitační zrychlení $g = 9,81 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-2}\text{]}$

po dosazení:

$$F_a = 1048 \cdot 9,81 \text{ [N]}$$

$$F_a = 10\,281 \text{ [N]}$$

Po zaokrouhlení a převodu na kN:

$$F_a = 10,3 \text{ [kN]}$$

Statické zatížení ložiska $F_a = 10,3 \text{ [kN]}$ je oproti základní axiální statické únosnosti $C_{0a} = 295 \text{ [kN]}$ velmi malé, tedy na straně bezpečnosti.

Ložisko je dále namáháno klopným momentem M_K , který vzniká při nevhodném umístění břemene, nebo – po překlopení břemene do svislé polohy – vlastní tíhou otoče.

$$M_K = F_a \cdot \frac{\varnothing t}{2} \text{ [kNm]} \quad (5.2)$$

$$M_K = 10,3 \cdot \frac{0,24}{2} \text{ [kNm]}$$

$$M_K = 1,236 \text{ [kNm]}$$

Výpočet ekvivalentního zatížení otočového ložiska P_{axial} [kN] podle [8]:

$$P_{axial} = k_F \cdot F_a \text{ [kN]} \quad (5.3)$$

F_a se dosazuje v [kN]

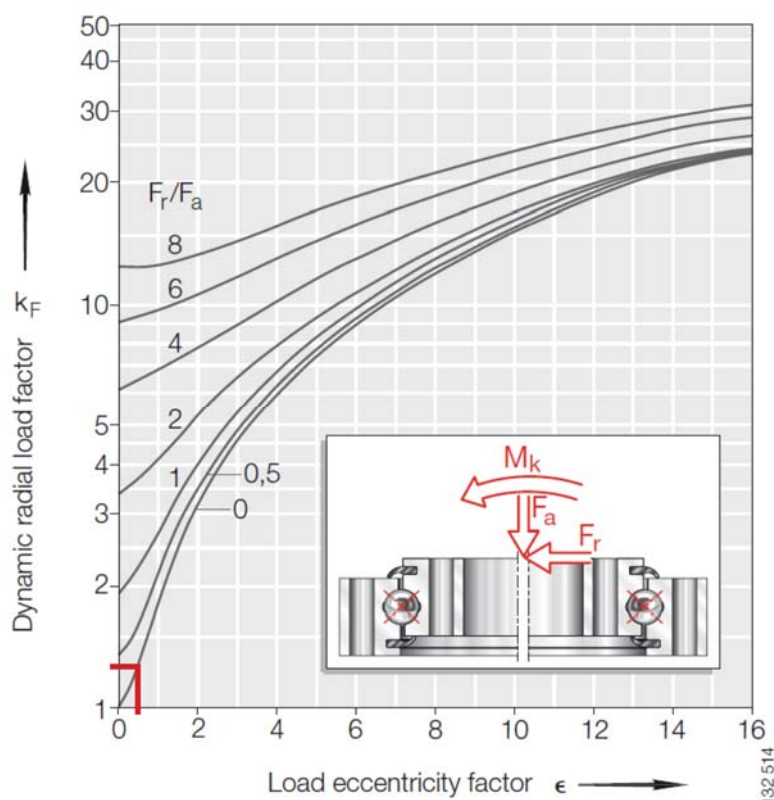
k_F [-] je koeficient dynamického zatížení. Hodnota k_F se určí dle obr. 5.4.

Koeficient excentricity zatížení ε :

$$\varepsilon = \frac{2000 \cdot M_K}{F_a \cdot D_M} [-] \quad (5.4)$$

$$\varepsilon = \frac{2000 \cdot 1,236}{10,3 \cdot 414} [-]$$

$$\varepsilon = 0,58 [-]$$



Obr. 5.4 Graf pro určení hodnoty k_F [8]

Byla určena hodnota $k_F = 1,3$ [-].

Po dosazení do (5.3):

$$P_{axial} = 1,3 \cdot 10,3 \text{ [kN]}$$

$$P_{axial} = 13,39 \text{ [kN]}$$

Výpočet základní trvanlivosti ložiska v milionech otáček:

$$L_{10} = \left(\frac{C_a}{P_{axial}} \right)^p [10^6 \text{ ot}] \quad (5.5)$$

Kde:

$p = 3 [-]$ pro kuličková ložiska.

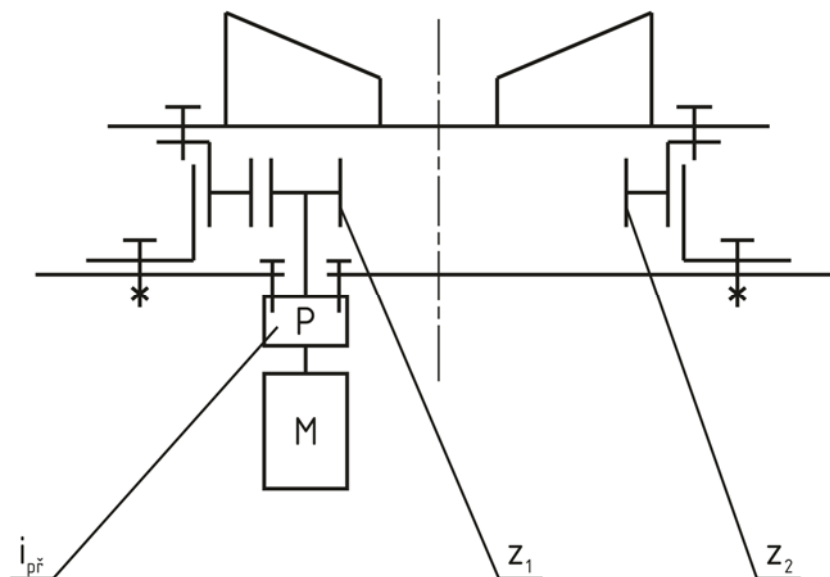
$$L_{10} = \left(\frac{169}{13,39} \right)^3 [10^6 \text{ ot}]$$

$$L_{10} = 2\,011 [10^6 \text{ ot}]$$

Základní trvanlivost ložiska $L_{10} = 2\,011 \cdot 10^6$ otáček je dostatečná. Tuto trvanlivost lze výrazně ovlivnit správnou údržbou. Zejména kontrolou těsnících elementů, pravidelným čištěním a mazáním. Pro mazání ložiskové dráhy výrobce doporučuje plastické mazivo Mobilgrease HP 222 a pro mazání ozubení Mobiltac A [8].

5.3 Výpočet pohonu otoče

Otoč je poháněna krokovým motorem. Krokový motor jsem zvolil pro dodržení nízké rychlosti otáčení a možnost plynulého rozjezdu. Schéma pohonu je na obr. 5.5.



Obr. 5.5 Schéma pohonu otoče

Počet zubů pastorku pro pohon otoče jsem zvolil $z_1 = 15 [-]$.

Převodový poměr otoč – pastorek i_p je:

$$i_p = \frac{z_2}{z_1} [-] \quad (5.6)$$

$$i_p = \frac{67}{15} [-]$$

$$i_p = 4,467 [-]$$

Návrh vhodného motoru vycházel z třetího momentu otočového ložiska M_w [Nm]. Výpočet byl proveden podle [8]:

$$M_w = \frac{D_M}{2} \cdot \left[\mu \cdot k \cdot \left(\frac{M_K \cdot 1000}{D_M} + \frac{F_r \cdot f_L}{2} + \frac{F_a}{k} \right) + \frac{D_M \cdot W_R}{1000} \right] [\text{Nm}] \quad (5.7)$$

$$M_w = \frac{414}{2} \cdot \left[0,01 \cdot 4,37 \cdot \left(\frac{1,236 \cdot 1000}{414} + \frac{0 \cdot f_L}{2} + \frac{10,3}{4,37} \right) + \frac{414 \cdot 0,21}{1000} \right] [\text{Nm}]$$

$$M_w = 66 [\text{Nm}]$$

Zvolil jsem krokový motor Nanotec Nema 34 ST8918D6708. Jelikož samotný krokový motor nedokáže vyvodit potřebný krouticí moment, bude doplněn o převodovku. Zvolil jsem planetovou převodovku Nanotec GPLE80-1S-5-F87. Parametry motoru a převodovky v tab. 5.2.

Tab. 5.3 Základní parametry motoru Nema 34 a převodovky GPLE80 [9]

Nema 34 ST8918D6708			
Moment setrvačnosti	J_M	0,0004	[kg·mm ²]
GPLE80-1S-5-F87			
Moment setrvačnosti	$J_{př}$	45	[kg·mm ²]
Převodový poměr	$i_{př}$	5	[-]
Účinnost převodovky	$\eta_{př}$	97	[%]

5.3.2 Určení charakteristiky otáčení

Díky využití krokového motoru lze poměrně přesně dodržet zvolenou charakteristiku pohybu. Maximální rychlost otáčení je dána: $n_0 = 2$ [min⁻¹]. Úhel otočení nebo úhlová dráha je také dána: $\varphi = 180$ [°]. Doba rozběhu (a brzdění) jsem stanovil na $t_r = 3$ [s]. Rozběh a brzdění uvažuji lineární.

Přepočet otáček na úhlovou rychlost:

$$\omega_{\max} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_o}{60} [\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (5.8)$$

$$\omega_{\max} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{2}{60} [\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$$

$$\omega_{\max} = 0,209 [\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$$

Celkový čas t_c potřebný k otočení břemene o 180° včetně rozjezdu a brzdění je určen z rovnice:

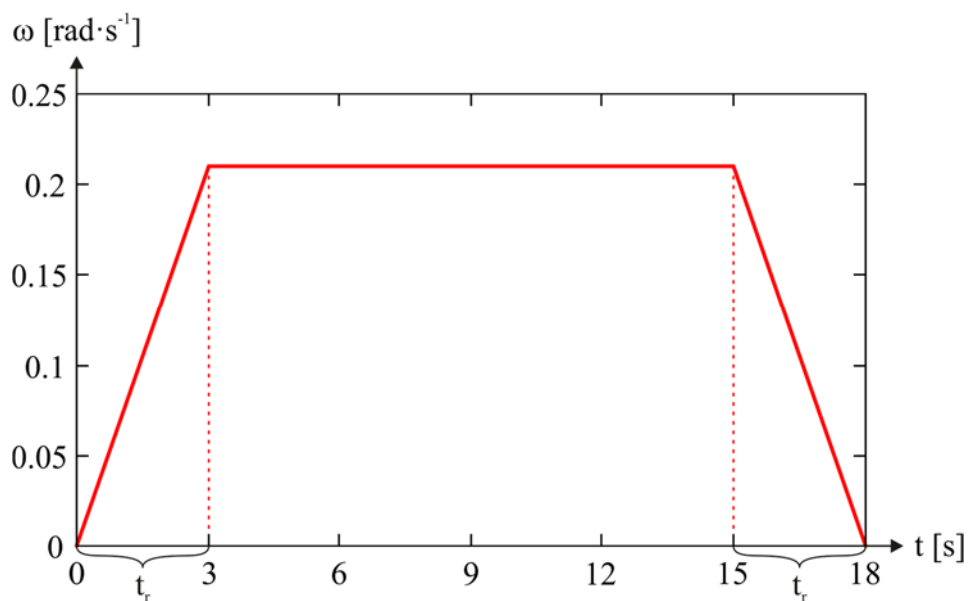
$$\varphi = t_r \cdot \omega_{\max} + \omega_{\max} \cdot (t_c - 2 \cdot t_r) [\text{rad}] \quad (5.9)$$

Po úpravě:

$$t_c = t_r + \frac{2 \cdot \pi \cdot \varphi}{360 \cdot \omega_{\max}} [\text{s}]$$

$$t_c = 3 + \frac{2 \cdot \pi \cdot 180}{360 \cdot 0,209} [\text{s}]$$

$$t_c = 18 [\text{s}]$$



Obr. 5.6 Graf rychlosti otáčení břemene

Z ustálené rychlosti otáčení $\omega_{\max} [\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$ a doby rozběhu $t_r [\text{s}]$ lze určit úhlové zrychlení $\varepsilon [\text{rad} \cdot \text{s}^{-2}]$:

$$\varepsilon = \frac{\omega_{\max}}{t_r} [\text{rad} \cdot \text{s}^{-2}] \quad (5.10)$$

$$\varepsilon = \frac{0,209}{3} [\text{rad} \cdot \text{s}^{-2}]$$

$$\varepsilon = 0,07 [\text{rad} \cdot \text{s}^{-2}]$$

5.3.3 Rozběhový moment

Rozběhový moment je určen pomocí redukce momentů setrvačnosti jednotlivých součástí na hřídel motoru. Momenty setrvačnosti otoče s břemenem a pastorku byly zjištěny pomocí software [21]

Moment setrvačnosti otoče včetně břemena č.3: $J_O = 214677766 \text{ [kg} \cdot \text{mm}^2]$

Moment setrvačnosti pastorku: $J_P = 1149 \text{ [kg} \cdot \text{mm}^2]$

Rovnice pro výpočet redukovaného momentu setrvačnosti zátěže $J_Z \text{ [kg} \cdot \text{mm}^2]$. Redukováno na hřídel motoru [1]:

$$J_Z = J_{př} + \frac{J_P}{i_{př}^2} + \frac{J_O}{(i_p \cdot i_{př})^2} \text{ [kg} \cdot \text{mm}^2] \quad (5.11)$$

$$J_Z = 45 + \frac{1149}{5^2} + \frac{214\,677\,766}{(4,467 \cdot 5)^2} \text{ [kg} \cdot \text{mm}^2]$$

$$J_Z = 4,305 \cdot 10^5 \text{ [kg} \cdot \text{mm}^2]$$

Rozběhový moment $M_R \text{ [Nm]}$:

$$M_R = \frac{(J_Z + J_M) \cdot \varepsilon \cdot i_{př} \cdot i_p}{1000^2} \text{ [Nm]} \quad (5.12)$$

$$M_R = \frac{(4,305 \cdot 10^5 + 0,0004) \cdot 0,07 \cdot 5 \cdot 4,467}{1000^2} \text{ [Nm]}$$

$$M_R = 0,67 \text{ [Nm]}$$

Účinnost převodu pastorek – otoč, byla odhadnuta na $\eta_P = 98 \text{ [%]}$.

Celkový moment motoru $M_C \text{ [Nm]}$ potřebný pro otáčení:

$$M_C = \frac{M_R + \frac{M_W}{i_p \cdot i_{př}}}{\eta_{př} \cdot \eta_P} \text{ [Nm]} \quad (5.13)$$

$$M_C = \frac{0,67 + \frac{66}{4,467 \cdot 5}}{0,97 \cdot 0,98} \text{ [Nm]}$$

$$M_C = 3,8 \text{ [Nm]}$$

Ustálené otáčky motoru n_M [min^{-1}]:

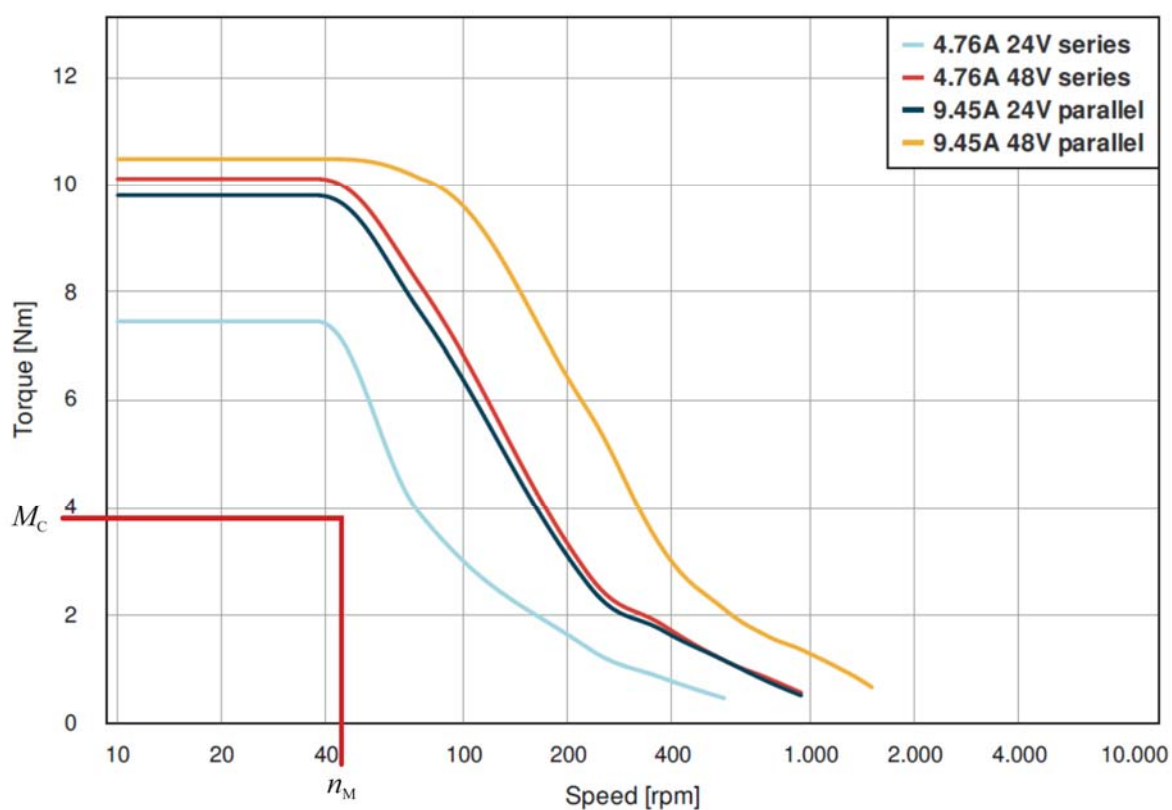
$$n_M = n_o \cdot i_{př} \cdot i_p \text{ [min}^{-1}\text{]} \quad (5.14)$$

$$n_M = 2 \cdot 5 \cdot 4,467 \text{ [min}^{-1}\text{]}$$

$$n_M = 44,67 \text{ [min}^{-1}\text{]}$$

Dle celkového potřebného momentu M_c [Nm], Ustálených otáček motoru n_M [min^{-1}] a momentové charakteristice (obr. 5.7), zvolený motor Nemá 34 s převodovkou GPLE80 vyhovuje.

ST8918D6708



Obr. 5.7 Momentová charakteristika motoru Nema 34 [9]

6 Návrh posuvu břemene

Aby mohlo dojít k otočení břemene o 180° , musí se břemeno od podstavné desky odsunout. Posuv také slouží k polohování osy otoče vůči těžišti břemene.

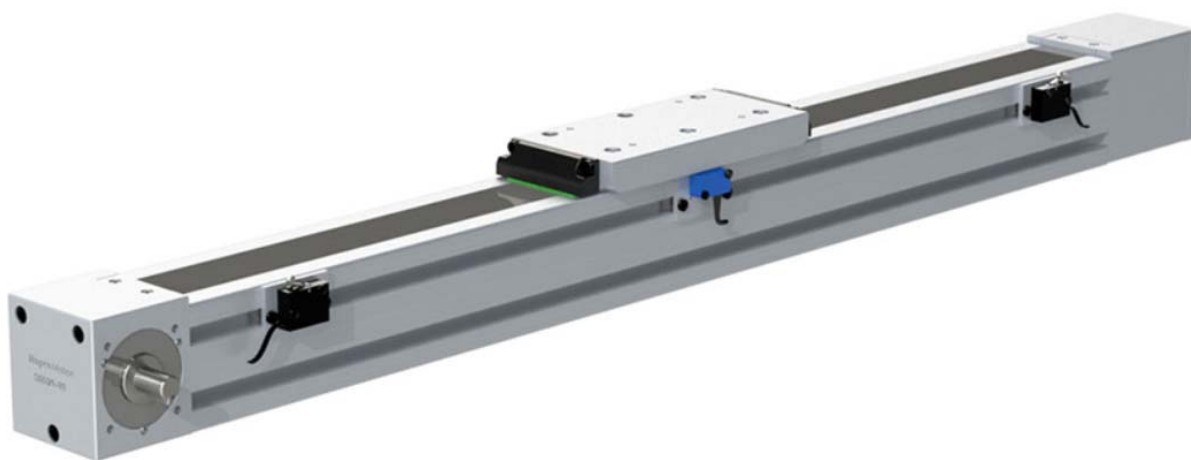
6.1 Varianty pohonu posuvu

Před návrhem posuvu břemene, byly uvažovány tyto varianty pohonu: řemenový aktuátor, ozubený hřeben s pastorkem a pohybový šroub. Výhody a nevýhody těchto variant pro danou aplikaci jsou popsány v následujících podkapitolách.

6.1.1 Řemenový aktuátor

Výhodou řemenového aktuátoru (obr. 6.1) je vysoká odolnost proti znečištění, vestavěné pojezdové kladky, pružnost řemenu a stavebnicový systém. Hlavní nevýhodou je složitější konstrukce rámu, ve kterém by byl aktuátor uchycen. Další nevýhodou je potřeba brzdy, aby po naklopení vozík držel polohu.

Pro zmíněné nevýhody, bylo od využití řemenového aktuátoru upuštěno.



Obr. 6.1 Řemenový aktuátor [16]

6.1.2 Ozubený hřeben s pastorkem

Výhodou je stavebnicový systém. Nevýhodami jsou: náchylnost na nečistoty, potřeba brzdy, složitější připevnění k rámu a požadovaná přesnost montáže.

Pro zmíněné nevýhody bylo od využití ozubeného hřebene s pastorkem upuštěno.

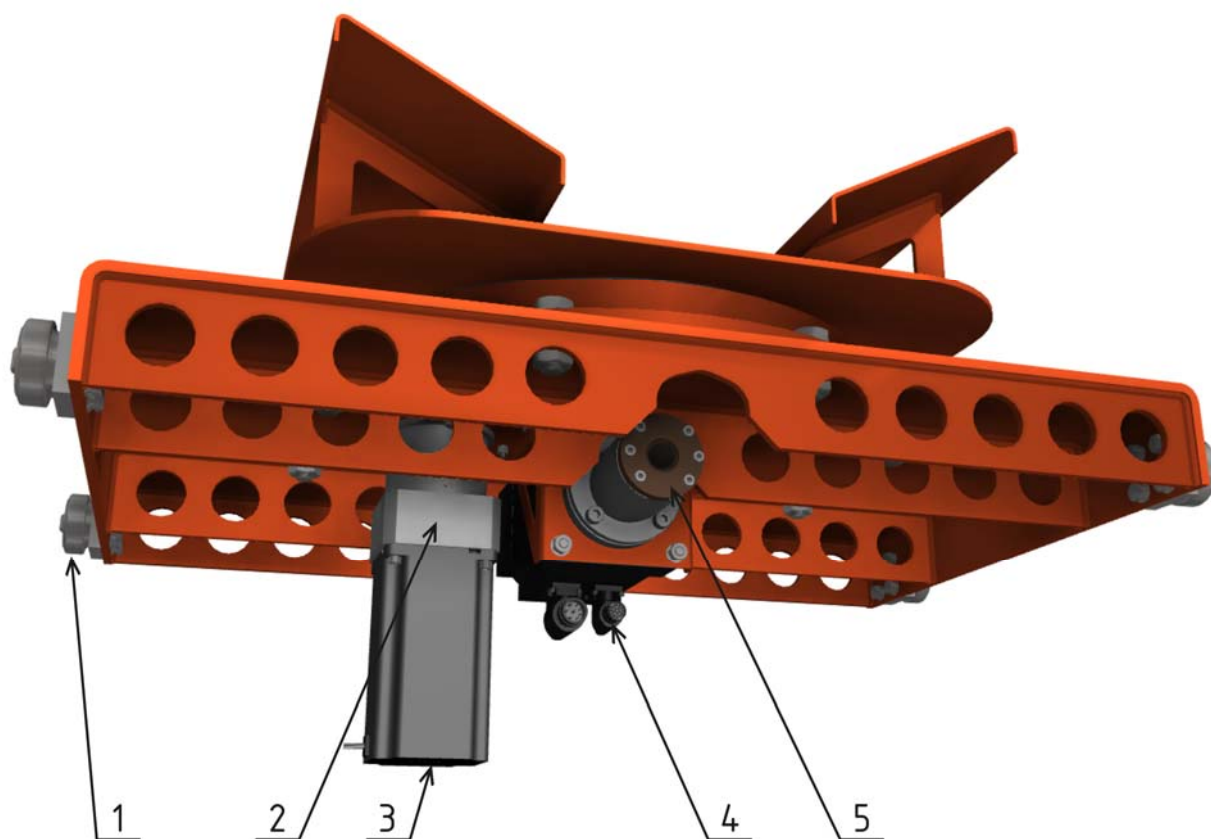
6.1.3 Pohybový šroub

Výhodami jsou: jednoduché zabudování do rámu, nepotřeba brzdy pro samosvorný trapézový závit a levná výroba. Nevýhodami jsou: náchylnost na nečistoty, přesnost montáže a nutnost zachycení radiálních sil a ohybových momentů.

I přes zmíněné nevýhody jsem zvolil tuto variantu. Náchylnost šroubu na nečistoty jsem řešil krycí manžetou.

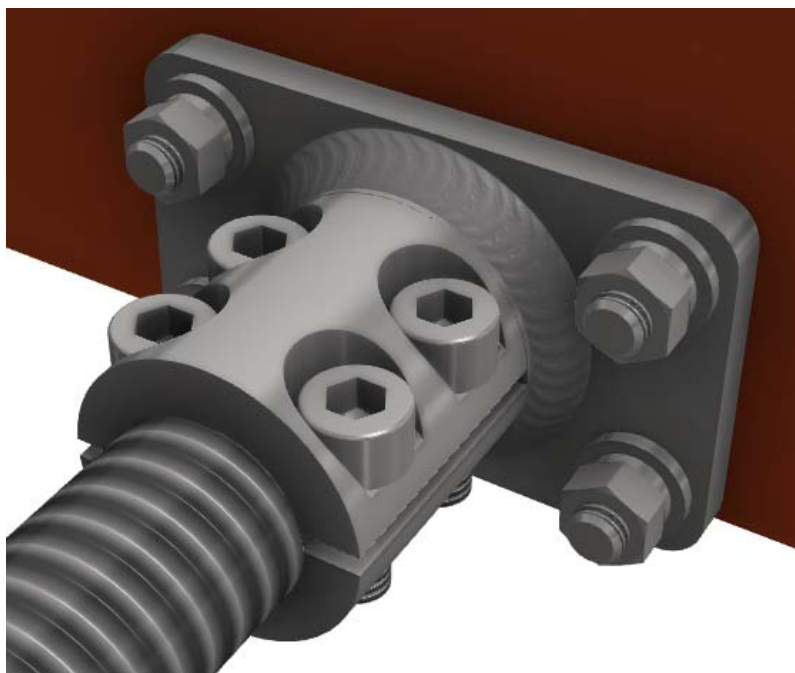
6.2 Konstrukční řešení posuvu

Kompletně osazený vozík je na obr. 6.2. Pohybový šroub je pevně, neotočně uchycen v rámu stolu pomocí dělené příruby (obr. 6.3). Výpočet dělené příruby je v příloze A. Po šroubu se pohybuje matice, která je součástí servomotoru s dutou hřídelí. Servomotor je připevněn k vozíku s otočovým ložiskem šrouby. Zachycení radiálních sil a ohybových momentů zajišťují celkem 4 vodící kladky Winkel 4.053 s přírubou APS-Q (obr. 6.4).



Obr. 6.2 Posuvný vozík s otočí

1 – pojezdová kladka; 2 – převodovka otoče; 3 – krokový motor otoče;
4 – servomotor posuvu; 5 – matice pohybového šroubu



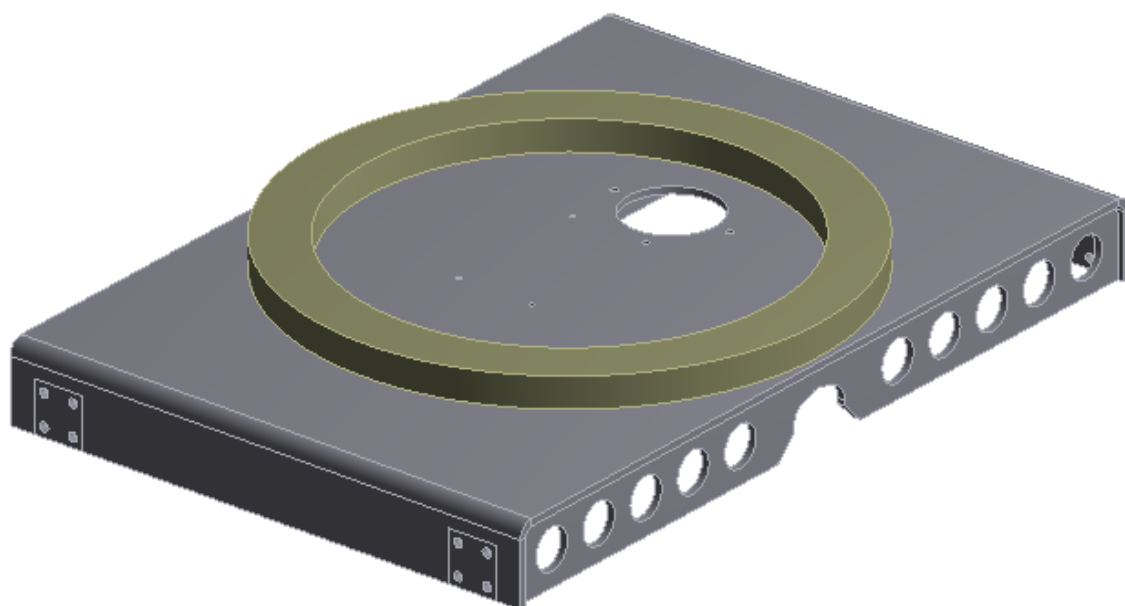
Obr. 6.3 Uchycení pohybového šroubu – dělená příruba



Obr. 6.4 Vodící kladka Winkel s přírubou APS-Q [14]

6.3 Kontrola vozíku

Model vozíku byl zjednodušen (obr. 6.5) a pevnostně zkontrolován MKP [20]. Pro větší přesnost analýzy byl vozík doplněn o prstenec simulující vliv otoče.



Obr. 6.5 Zjednodušený model vozíku

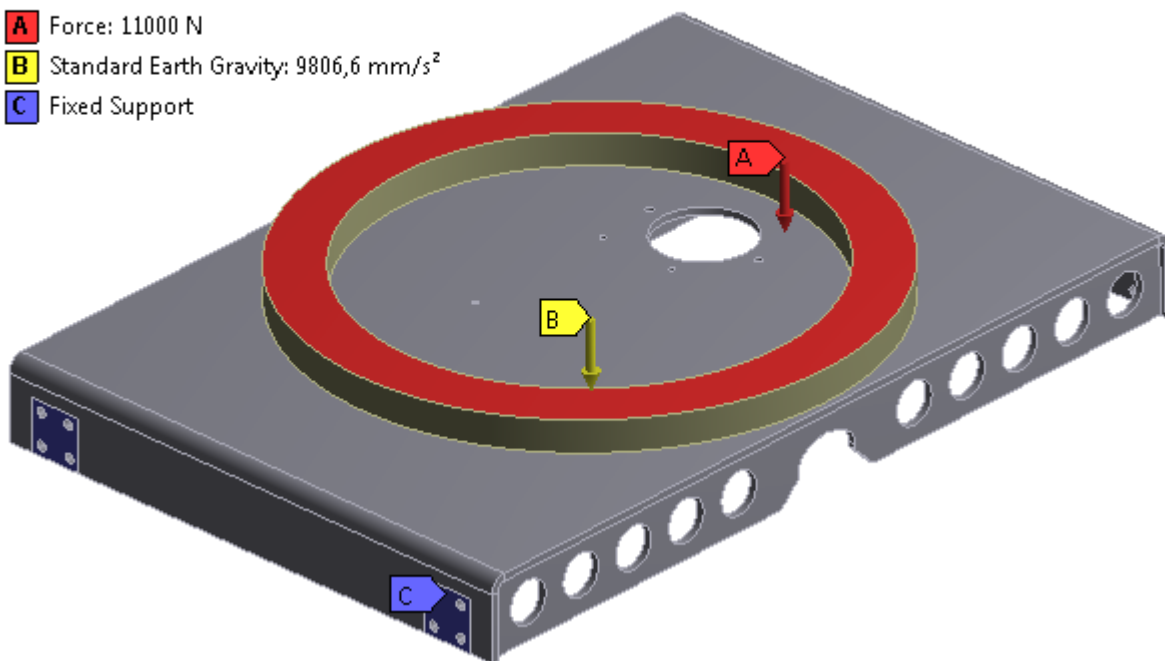
Vozík je zatěžován tíhou břemene, otoče a vlastní tíhou (obr. 6.6).

B: Vozík_statika

Static Structural

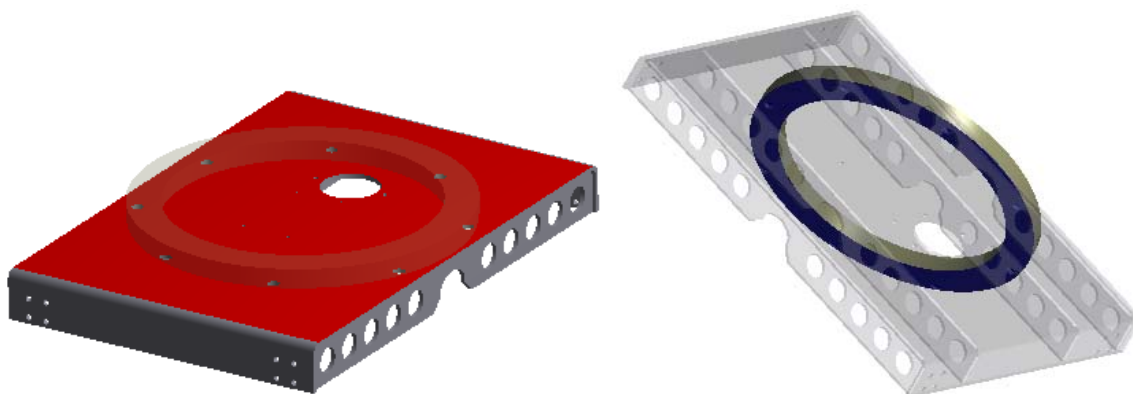
Time: 1, s

- A** Force: 11000 N
- B** Standard Earth Gravity: 9806,6 mm/s²
- C** Fixed Support



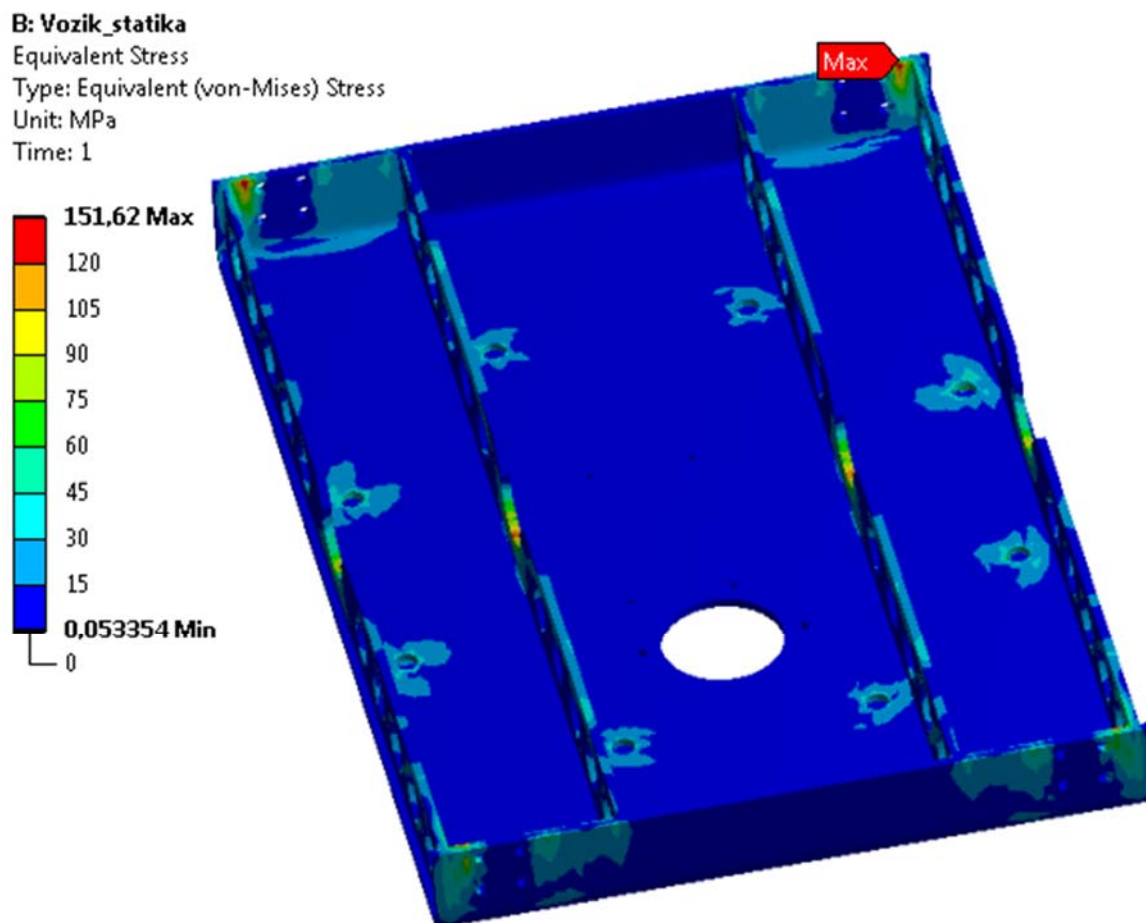
Obr. 6.6 Okrajové podmínky MKP analýzy vozíku

Mezi otočí a vozíkem byl definován kontakt – separace bez tření (obr. 6.7) V místech šroubových spojů vozíku s otočí byl definován kontakt – pevný spoj.



Obr. 6.7 Definice kontaktu

Metoda síťování byla zvolena hex dominant – elementy ve tvaru kvádru. Výsledky MKP analýzy jsou na obr. 6.8.



Obr. 6.8 Výsledky MKP analýzy namáhání vozíku – ekvivalentní napětí

Materiál vozíku je ocel 11 500 dle ČSN s $R_e = 245$ [MPa]. Maximální napětí vozíku je 152 MPa. Konstrukce vozíku při daném namáhání vyhovuje.

6.4 Kontrola vodících kladek

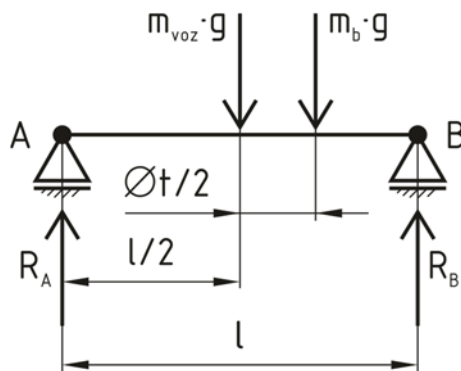
Ložiska kladek Winkel 4.053 jsou kontrolovány na dodržení maximálního povoleného zatížení a maximálních přípustných otáček. Dále je počítána trvanlivost kladek. Základní parametry kladek jsou v tab. 6.1.

Tab. 6.1 Základní parametry kladek [14]

Základní radiální statická únosnost	C_0	32	[kN]
Základní radiální dynamická únosnost	C	24	[kN]
Průměr kladky	D_{kl}	52,5	[mm]
Maximální radiální zatížení kladky	F_{Rdov}	5,23	[kN]
Maximální axiální zatížení kladky	F_{Adov}	1,68	[kN]
Maximální přípustné otáčky kladky	n_{max}	800	[min ⁻¹]

6.4.2 Kontrola maximálního zatížení kladek.

Kladky jsou zatíženy tíhou vozíku – včetně motorů, otoče a břemena. Celková hmotnost vozíku bez břemene m_{voz} je cca 105 kg. Pokud bude těžiště břemene mimo osu otáčení, bude jeden pár kladek zatížen více (obr. 6.9). Vzdálenost kladek l je 430 [mm]. Maximální dovolené vyložení těžiště břemene oproti ose otáčení je $\varnothing t/2$.



Obr. 6.9 Zatížení kladek

Radiální síly R_A a R_B [N] působící každá na 2 kladky byly získány z rovnic rovnováhy:

$$\Sigma F = 0: \quad 0 = R_A + R_B - m_{voz} \cdot g - m_b \cdot g \quad (6.1)$$

$$\Sigma M_A = 0: \quad 0 = R_B \cdot l - m_{voz} \cdot g \cdot \frac{l}{2} - m_b \cdot g \cdot \frac{l + \varnothing t}{2} \quad (6.2)$$

Po úpravě:

$$R_B = \frac{m_{\text{voz}} \cdot g \cdot l + m_b \cdot g \cdot l + \varnothing t}{2 \cdot l} [\text{N}]$$

$$R_B = \frac{105 \cdot 9,81 \cdot 430 + 1048 \cdot 9,81 \cdot 430 + 240}{2 \cdot 430} [\text{N}]$$

$$R_B = 8\,525 [\text{N}]$$

$$R_A = m_{\text{voz}} \cdot g + m_b \cdot g - R_B [\text{N}]$$

$$R_A = 105 \cdot 9,81 + 1048 \cdot 9,81 - 8\,525 [\text{N}]$$

$$R_A = 2\,786 [\text{N}]$$

Jedna kladka je tedy maximálně zatížena silou F_R [kN]:

$$F_R = \frac{R_B}{2000} [\text{kN}]$$

$$F_R = \frac{8\,525}{2000} [\text{kN}]$$

$$F_R = 4,263 [\text{kN}]$$

Kladka z hlediska maximálního zatížení radiální silou vyhovuje.

6.4.3 Kontrola maximálních otáček kladek

Otáčky kladky n_{kl} [min^{-1}] byly určeny z rychlosti posuvu $v_{\text{max}} = 68$ [mm/s] a průměru kladky D_{kl} [mm]:

$$n_{kl} = \frac{v_{\text{max}} \cdot 60}{\pi \cdot D_{kl}} [\text{min}^{-1}] \quad (6.3)$$

$$n_{kl} = \frac{58 \cdot 60}{\pi \cdot 52,5} [\text{min}^{-1}]$$

$$n_{kl} = 21,1 [\text{min}^{-1}]$$

Otáčky kladky $n_{kl} = 21,1$ [min^{-1}] jsou menší, než maximální přípustné $n_{\text{max}} = 800$ [min^{-1}]. Kladka z hlediska maximálních dovolených otáček vyhovuje.

6.4.4 Výpočet trvanlivosti ložisek kladek

Výpočet základní trvanlivosti ložiska kladky v milionech otáček:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{F_R} \right)^p [10^6 \text{ ot}] \quad (6.4)$$

Kde:

$p = 10/3 [-]$ pro ložiska s čárovým stykem.

$$L_{10} = \left(\frac{24}{4,263} \right)^p [10^6 \text{ ot}]$$

$$L_{10} = 317 [10^6 \text{ ot}]$$

Převeďeno na počet úplných posuvů $N [-]$, přičemž délka úplného posuvu $s = 550 [\text{mm}]$:

$$N = \frac{L_{10} \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot D_{kl}}{s} [-] \quad (6.5)$$

$$N = \frac{317 \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot 52,5}{550} [-]$$

$$N = 10^8 [-]$$

Počet úplných posuvů $N = 10^8 [-]$ je dostatečný.

6.5 Výpočet pohonu posuvu

Jako první byla určena charakteristika posuvu, pak vypočten odpor kladek. Z výsledků byl navržen pohybový šroub, vypočetl se potřebný krouticí moment a otáčky na motoru. Dle výsledných hodnot jsem zvolil vhodný motor a zkontroloval pohybový šroub na maximální moment motoru.

6.5.1 Charakteristika posuvu

Charakteristiku posuvu (obr. 6.10) jsem určil obdobně, jako tomu bylo u otáčení břemene. Díky využití servomotoru, lze poměrně přesně dodržet zvolenou charakteristiku pohybu. Délka úplného posuvu $s = 550 [\text{mm}]$ je dána konstrukcí polohovadla. Celkovou dobu posuvu jsem stanovil na $t_c = 10 [\text{s}]$, dobu rozběhu (a brzdění) na $t_r = 0,5 [\text{s}]$. Rozběh a brzdění uvažuji lineární.

Maximální, ustálená rychlost posuvu břemene $v_{\max} [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$ se určí z rovnice:

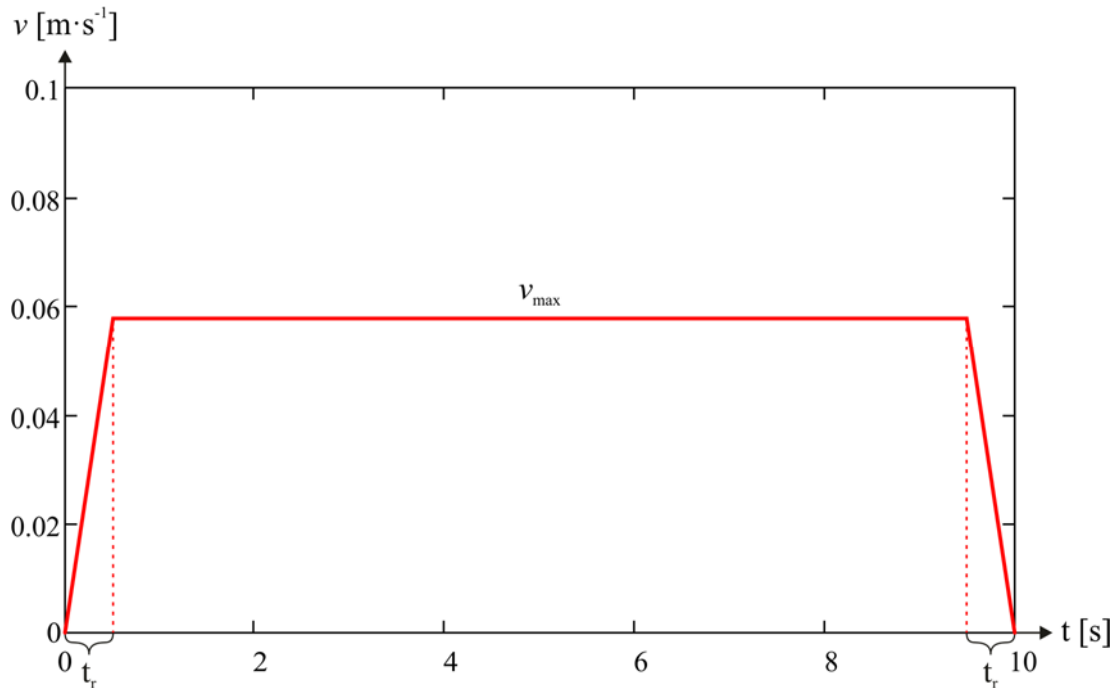
$$s = t_r \cdot v_{\max} + v_{\max} \cdot (t_c - 2 \cdot t_r)$$

Po úpravě:

$$v_{\max} = \frac{s}{(t_c - t_r) \cdot 1000} [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (6.6)$$

$$v_{\max} = \frac{550}{(10 - 0,5) \cdot 1000} [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$$

$$v_{\max} = 0,058 [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$$



Obr. 6.10 Graf rychlosti posuvu břemene v závislosti na čase

Z ustálené rychlosti posuvu $v_{\max} [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$ a doby rozběhu $t_r [\text{s}]$ lze určit zrychlení $a [\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$:

$$a = \frac{v_{\max}}{t_r} [\text{m} \cdot \text{s}^{-2}] \quad (6.7)$$

$$a = \frac{0,058}{0,5} [\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$$

$$a = 0,116 [\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$$

6.5.2 Výpočet odporu proti posuvu

Proti posuvu působí síla vznikající při valení kladek v profilu $O_v [\text{N}]$.

$$O_v = (m_{\text{voz}} + m_b) \cdot g \cdot \frac{2 \cdot \xi_{\text{kl}}}{D_{\text{kl}}} [\text{N}] \quad (6.8)$$

Kde $\xi_{\text{kl}} [\text{mm}]$ je rameno valivého odporu. Pro nekalenou ocel na nekalené oceli je podle [6] $\xi_{\text{kl}} = 0,06 [\text{mm}]$.

Po dosazení:

$$O_V = (105 + 1048) \cdot 9,81 \cdot \frac{2 \cdot 0,06}{52,5} \text{ [N]}$$
$$O_V = 25,8 \text{ [N]}$$

6.5.3 Návrh pohybového šroubu

Jako první byl proveden výpočet osově síly ve šroubu F_S [N]. To je zároveň síla potřebná k posuvu vozíku. Při vodorovné poloze šroubu se skládá z odporu při valení kladek O_V [N] a setrvačné síly vozíku s břemenem při rozjezdu či brzdění.

$$F_S = (m_{\text{voz}} + m_b) \cdot a + O_V \text{ [N]} \quad (6.9)$$
$$F_S = (105 + 1048) \cdot 0,116 + 25,8 \text{ [N]}$$
$$F_S = 159,5 \text{ [N]}$$

Když je šroub ve svislé poloze, nenese tíhu břemene. To je opřeno o podstavnou desku. Osová síla ve šroubu je součtem tíhy vozíku a setrvačné síly vozíku při rozjezdu. Odpor při valení O_V [N] lze v tomto případě zanedbat.

$$F_S = m_{\text{voz}} \cdot a + m_{\text{voz}} \cdot g \text{ [N]} \quad (6.10)$$
$$F_S = 105 \cdot 0,116 + 105 \cdot 9,81 \text{ [N]}$$
$$F_S = 1\,042,2 \text{ [N]}$$

V případě svislého šroubu je osová síla mnohem větší, než v případě vodorovného šroubu. V jiných polohách nebude posuv vozíku umožněn. Dále se bude uvažovat s osovou silou ve šroubu $F_S = 1\,050$ [N].

Předběžný návrh pohybového šroubu je proveden z hlediska napětí v jádře šroubu a z hlediska vzpěru šroubu. Materiál šroubu je ocel C45 1.0503. Mez kluzu tohoto materiálu je podle [2]

$R_e = 305$ [MPa]. Pro oba návrhy jsem zvolil bezpečnost $k_1 = 4$ [-].

Návrh z hlediska napětí v jádře – potřebný průřez jádra šroubu S_{d3} [mm²]:

$$S_{d3} = k_1 \cdot \frac{F_S}{R_e} \text{ [mm}^2\text{]} \quad (6.11)$$

$$S_{d3} = 4 \cdot \frac{1\,050}{305} \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$S_{d3} = 13,77 \text{ [mm}^2\text{]}$$

Návrh z hlediska napětí v jádře – potřebný průměr jádra šroubu d_3 [mm]:

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{d3}}{\pi}} \text{ [mm]} \quad (6.12)$$

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot 13,77}{\pi}} \text{ [mm]}$$

$$d_3 = 4,187 \text{ [mm]}$$

Návrh z hlediska vzpěru – kritická síla F_{kr} [N] dle Eulera [6]:

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot \pi \cdot \frac{d_3^4}{64}}{(l_s \cdot \mu)^2} \text{ [N]} \quad (6.13)$$

Kde:

l_s je délka zatíženého šroubu. Z konstrukčního řešení je $l_s = 960$ [mm].

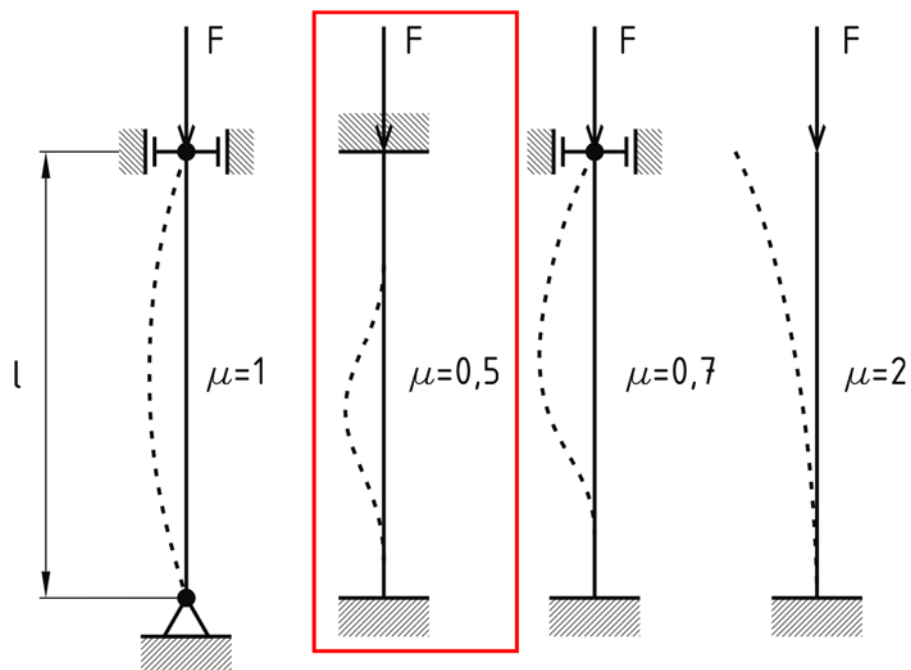
E je modul pružnosti materiálu v tahu. Podle [6], je pro oceli s obsahem niklu do 5% $E = 2 \cdot 10^5$ [MPa].

μ je součinitel způsobu zatížení. Pro tento případ je $\mu = 0,5$ [-] (obr. 6.11).

F_{kr} je nahrazena silou ve šroubu F_S [N]

Návrh z hlediska vzpěru – potřebný průměr jádra šroubu d_3 [mm]:

$$d_3 = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot F_S \cdot k_1 \cdot (l_s \cdot \mu)^2}{\pi^3 \cdot E}} \text{ [mm]} \quad (6.14)$$



Obr. 6.11 Určení součinitele způsobu zatížení – překresleno z [15]

Po dosazení do rovnice 3.13:

$$d_3 = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 1050 \cdot 4 \cdot (960 \cdot 0,5)^2}{\pi^3 \cdot 2 \cdot 10^5}} \text{ [mm]}$$

$$d_3 = 9,997 \text{ [mm]}$$

Na základě vypočtených hodnot pro potřebný průřez jádra jsem zvolil šroub Hiwin KUE 20 A R, se závitem Tr 20×4 [11].

Tab. 6.2 Parametry závitu Tr 20×4 [2]

Jmenovitý průměr závitu	d	20	[mm]
Rozteč závitu	P	4	[mm]
Počet chodů	n	1	[-]
Střední průměr závitu	d_2	18	[mm]
Malý průměr závitu	d_3	15,5	[mm]
Úhel profilu	α	30	[°]

6.5.4 Návrh servomotoru

Pro návrh servomotoru, je potřeba znát utahovací moment M_U . Tento moment by měl být menší než maximální moment servomotoru, aby došlo k pohybu vozíku.

Výpočet utahovacího momentu M_U [Nm]:

$$M_U = F_S \cdot \frac{d_2 \cdot \tan(\psi + \varphi')}{2000} \quad (6.15)$$

Redukovaný třecí úhel φ' [°]:

$$\varphi' = \operatorname{atan}\left(\frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}}\right) [^\circ] \quad (6.16)$$

Součinitel tření v závitu f_z byl zvolen podle [3]. Pro šroub bez povrchové úpravy, mazaný pastou MoS₂ je $f_z = 0,18$ [-].

Po dosazení do vzorce 6.16:

$$\varphi' = \operatorname{atan}\left(\frac{0,18}{\cos \frac{30}{2}}\right) [^\circ]$$

$$\varphi' = 10,556 [^\circ]$$

Úhle stoupání závitu ψ [°]:

$$\psi = \operatorname{atan}\left(\frac{P \cdot n}{\pi \cdot d_2}\right) [^\circ] \quad (6.17)$$

$$\psi = \operatorname{atan}\left(\frac{4 \cdot 1}{\pi \cdot 18}\right) [^\circ]$$

$$\psi = 4,046 [^\circ]$$

Kontrola podmínky samosvornosti:

$$\varphi' \geq \psi [^\circ]$$

$$10,556 \geq 4,046 [^\circ]$$

Podmínka samosvornosti byla splněna.

Po dosazení hodnot do vzorce 6.15 pro utahovací moment M_U [Nm]:

$$M_U = 1\,050 \cdot \frac{18 \cdot \tan(4,046 + 10,556)}{2000} \text{ [Nm]}$$

$$M_U = 2,462 \text{ [Nm]}$$

Výpočet otáček matice n_M [min^{-1}]:

$$n_M = \frac{v_{\max} \cdot 1000 \cdot 60}{P \cdot n} \text{ [min}^{-1}\text{]} \quad (6.18)$$

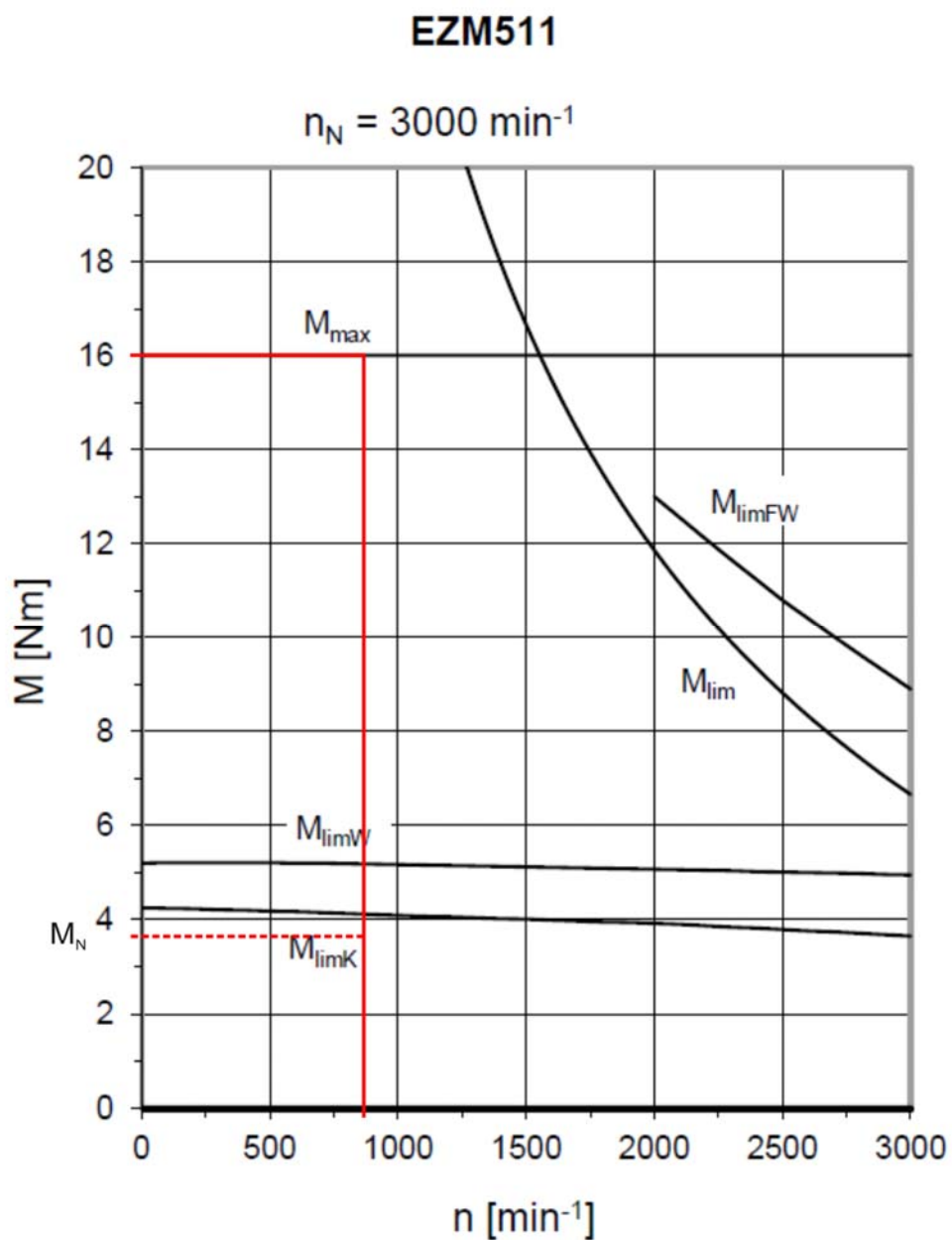
$$n_M = \frac{0,058 \cdot 1000 \cdot 60}{4 \cdot 1} \text{ [min}^{-1}\text{]}$$

$$n_M = 870 \text{ [min}^{-1}\text{]}$$

Byl zvolen servomotor s dutou hřídelí STÖBER - EZM511U. Parametry servomotoru jsou v tab. 6.3 a momentová charakteristika servomotoru na obr. 6.12.

Tab. 6.3 Parametry servomotoru STÖBER - EZM511U [10]

Výkon	P_M	1,2	[kW]
Nominální moment	M_N	3,65	[Nm]
Maximální moment	M_{\max}	16	[Nm]
Nominální otáčky	n_N	3000	[min^{-1}]



Obr. 6.12 Momentová charakteristika zvoleného servomotoru [10]

Protože je maximální krouticí moment servomotoru M_{\max} vyšší, než potřebný utahovací moment M_U , zvolený servomotor vyhovuje.

6.5.5 Kontrola pohybového šroubu

Může se stát, že pohybový šroub bude zatížen maximálním krouticím momentem motoru M_{\max} . Šroub se musí pro tento moment zkontrolovat.

Výpočet síly ve šroubu F_s [N] navýšené součinitelem $k = 1,2$ [-] o případné rázy:

$$F_s = \frac{M_{\max} \cdot k \cdot 2000}{d_2 \cdot \tan(\psi + \varphi')} \text{ [N]}$$

$$F_s = \frac{16 \cdot 1,2 \cdot 2000}{18 \cdot \tan(4,046 + 10,556)} \text{ [N]}$$

$$F_s = 8\,189 \text{ [N]}$$

Výpočet kritické síly F_{kr} [N] pro vzpěr [6]:

$$F_{kr} = \frac{\pi^3 \cdot E \cdot d_3^4}{64 \cdot (l \cdot \mu)^2} \text{ [N]} \quad (6.19)$$

$$F_{kr} = \frac{\pi^3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 15,5^4}{64 \cdot (960 \cdot 0,5)^2} \text{ [N]}$$

$$F_{kr} = 24\,274 \text{ [N]}$$

Bezpečnost šroubu k_{vz} [-] vzhledem ke kritické vzpěrné síle F_{kr} [N]:

$$k_{vz} = \frac{F_{kr}}{F_0} \text{ [-]} \quad (6.20)$$

$$k_{vz} = \frac{24\,274}{8\,189} \text{ [-]}$$

$$k_{vz} = 3 \text{ [-]}$$

Šroub vzhledem ke kritické vzpěrné síle vyhovuje.

Napětí v jádře šroubu při namáhání tahem / tlakem:

$$\sigma = \frac{F_0}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \text{ [MPa]} \quad (6.21)$$

$$\sigma = \frac{8\,189}{\frac{\pi \cdot 15,5^2}{4}} \text{ [MPa]}$$

$$\sigma = 43,4 \text{ [MPa]}$$

Napětí při namáhání šroubu krutem:

$$\tau = \frac{M_{\max} \cdot 1000 \cdot k}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} \text{ [MPa]} \quad (6.22)$$

$$\tau = \frac{16 \cdot 1000 \cdot 1,2}{\frac{\pi \cdot 15,5^3}{16}} \text{ [MPa]}$$

$$\tau = 26,3 \text{ [MPa]}$$

Redukované napětí ve šroubu dle Guesta:

$$\begin{aligned}\sigma_{\text{red}} &= \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2} \text{ [MPa]} \\ \sigma_{\text{red}} &= \sqrt{43,4^2 + 4 \cdot 26,3^2} \text{ [MPa]} \\ \sigma_{\text{red}} &= 68,2 \text{ [MPa]}\end{aligned}\tag{6.23}$$

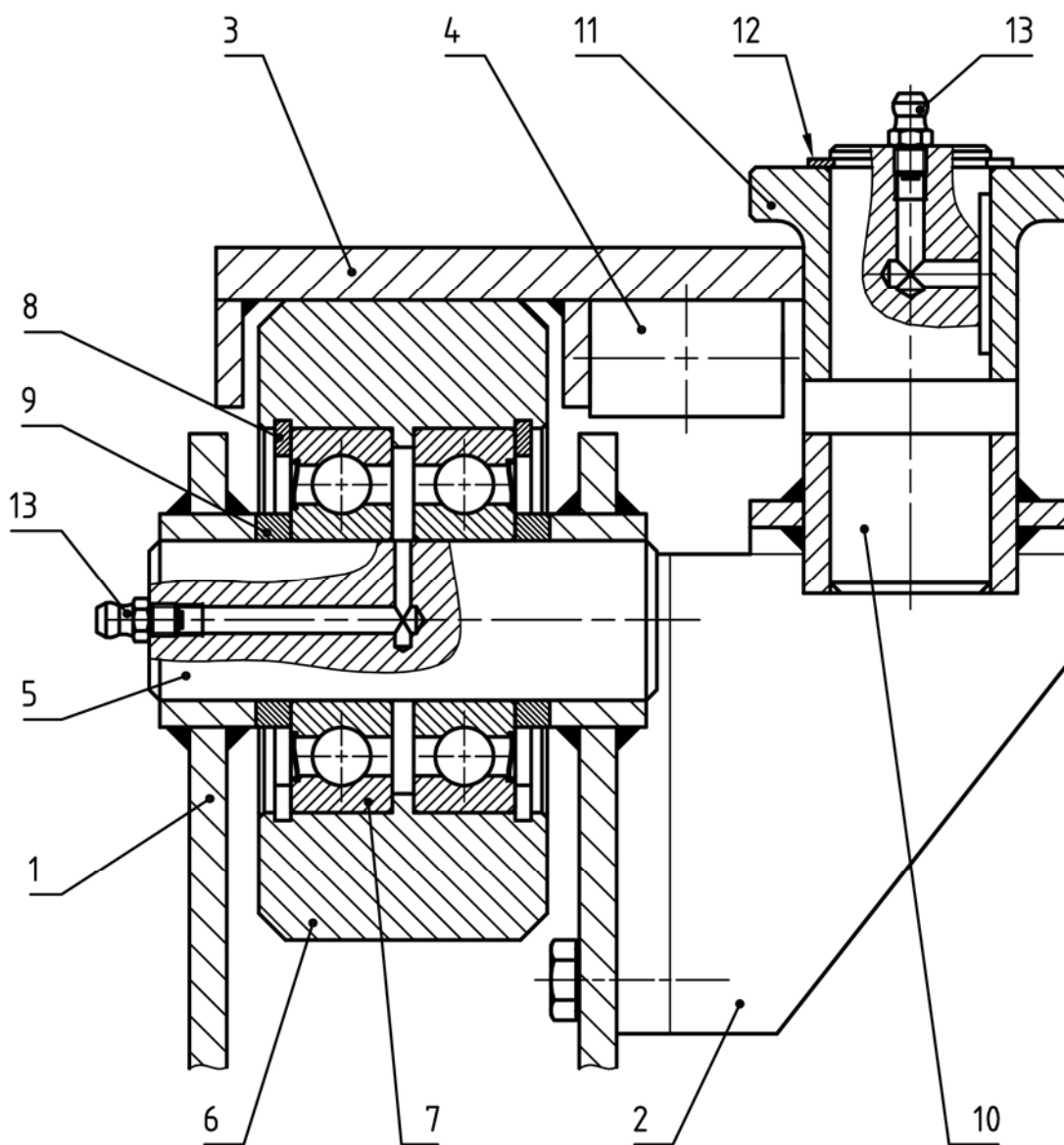
Bezpečnost šroubu k_s [-] vzhledem ke statickému namáhání tahem / tlakem a krutem:

$$\begin{aligned}k_s &= \frac{R_e}{\sigma_{\text{red}}} \text{ [-]} \\ k_s &= \frac{305}{68,2} \text{ [-]} \\ k_s &= 4,5 \text{ [-]}\end{aligned}\tag{6.24}$$

Šroub vzhledem ke statickému namáhání tahem / tlakem a krutem vyhovuje.

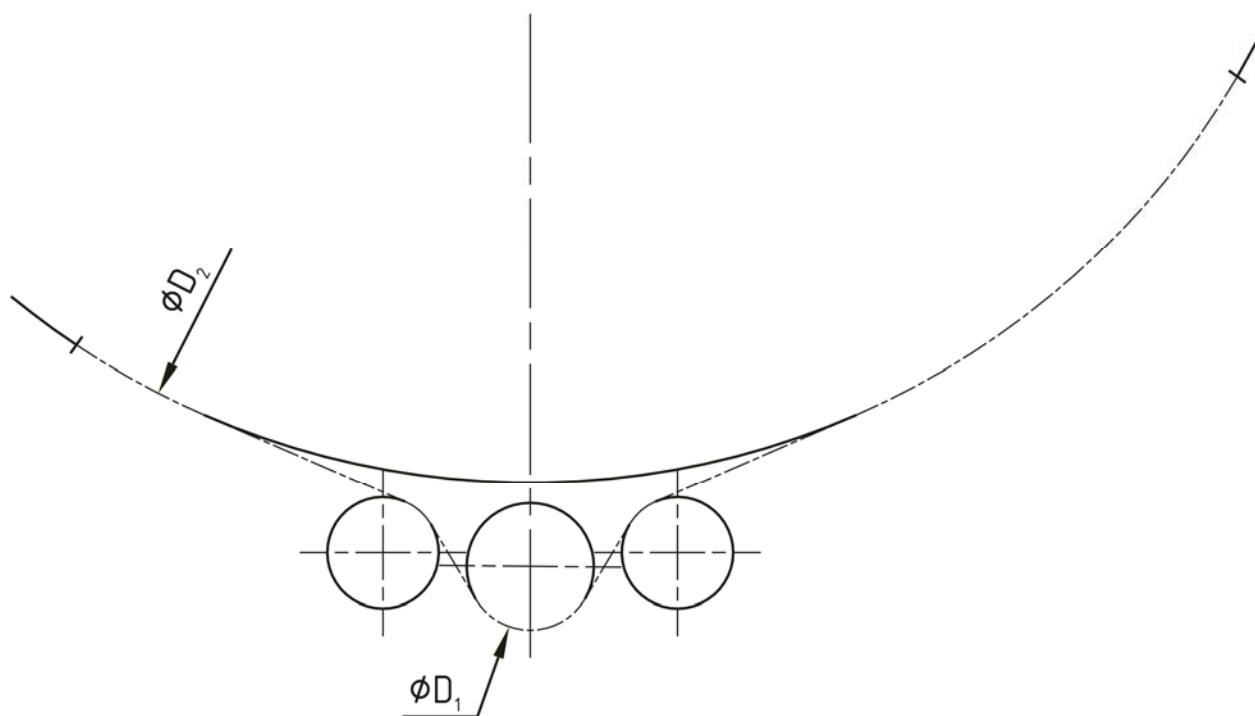
7 Návrh naklápění stolu

Naklápění stolu je zajištěno formou kolébky poháněné řetězovým převodem (obr. 7.2). Kolébka o průměru $D_k = 1660$ [mm] je uložena na 4 radiálních rolnách (radiální vzhledem k oblouku kolébky) a vedena dalšími 4 axiálními rolnami (axiální vzhledem k ose naklápění) – obr. 7.1. V příloze C je výpočet osy a ložiska radiální rolny, v příloze D je výpočet síly působící na axiální rolny a výpočet osy této rolny.



Obr. 7.1 Uložení kolébky

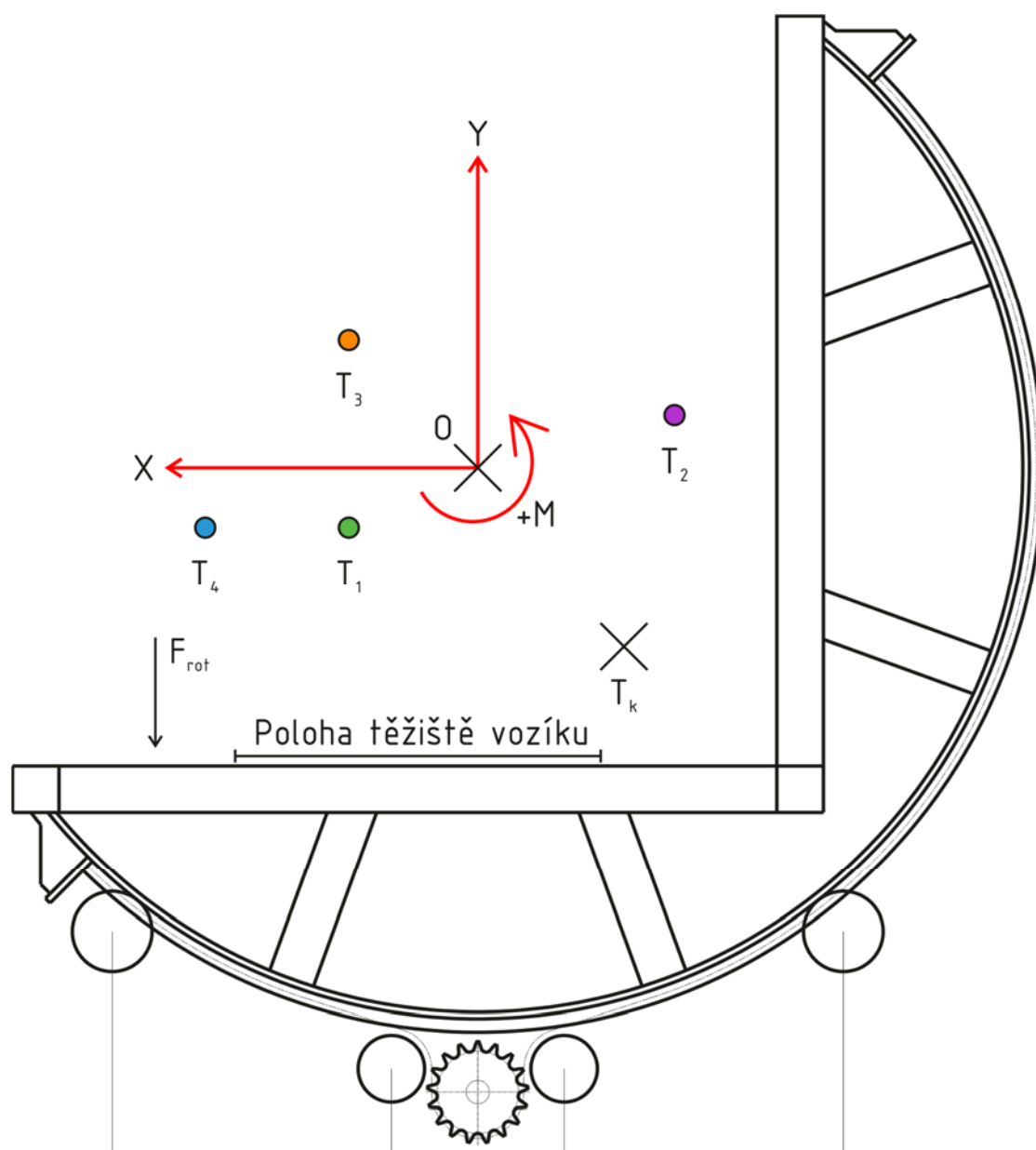
- 1 – Svařovaná stojina; 2 – držák axiální rolny; 3 – svařovaná kolébka;
4 – hnací řetěz; 5 – osa radiální rolny; 6 – radiální rolna; 7 – ložisko 6306Z;
8 – pojistný kroužek; 9 – distanční kroužek; 10 – osa axiální rolny;
11 – axiální rolna; 12 – pojistný kroužek; 13 – maznice



Obr. 7.2 Schéma řetězového pohonu

7.2 Výpočet síly pro naklápění

Výpočet byl proveden pro čtyři výše zmíněná břemena. Každé těleso má díky svému rozložení hmoty (obr. 7.3) jiný momentový účinek. Při výpočtu jsem uvažoval i variantu naklápění na europaletu. Pro velké množství výpočtů bude ukázkově řešen případ s břemenem č. 1. Vstupní hodnoty jsou uvedeny v tab. 7.1 a výsledky momentových účinků všech břemen jsou vykresleny v grafu (obr. 7.4). Výpočet pro všechna břemena je v příloze B. V této příloze je i výpočet síly působící na radiální rolny.



Obr. 7.3 Polohy těžišť

T_k – kolébky; T_1 – břemene č.1; T_2 – břemene č.2; T_3 – břemene č.3; T_4 – břemene č.4;
 O – osa naklápění; F_{rot} – síla při maximálním vyložení břemene

Tab. 7.2 Vstupní hodnoty pro výpočet

Těleso	Poloha těžiště [mm] od osy naklápění		Tíha tělesa [N] $T_x = m_x \cdot g$
	x:	y:	
Kolébka	$h_k = -255$	$v_k = -267$	$T_k = 1\,520$
Vozík	Dle břemena	$v_v = -435$	$T_v = 1\,030$
Č. 1	$h_1 = 194$	$v_1 = -90$	$T_1 = 10\,032$
Č. 2	$h_2 = -296$	$v_2 = 80$	$T_2 = 9\,973$
Č. 3	$h_3 = 193$	$v_3 = 192$	$T_3 = 10\,238$
Č. 4	$h_4 = 410$	$v_4 = -90$	$T_4 = 10\,227$

7.2.2 Výpočet pro břemeno č.1

Výpočet byl proveden pomocí matematického software MathCAD [22]. Postup výpočtu:

Definování vzdálenosti těžiště od osy naklápění p_x [mm]:

$$\text{Kolébka:} \quad p_k := \sqrt{v_k^2 + h_k^2}$$

$$\text{Vozík:} \quad p_{v1} := \sqrt{v_v^2 + h_1^2}$$

$$\text{Břemeno:} \quad p_1 := \sqrt{v_1^2 + h_1^2}$$

Definování směrnice (úhlu) α_x [°] těžiště od osy naklápění O. Úhly jsou měřeny od osy x:

$$\text{Kolébka:} \quad \alpha_k := \text{atan}\left(\frac{v_k}{h_k}\right) - 180^\circ$$

$$\text{Vozík:} \quad \alpha_{v1} := \text{atan}\left(\frac{v_v}{h_1}\right)$$

$$\text{Břemeno:} \quad \alpha_1 := \text{atan}\left(\frac{v_1}{h_1}\right)$$

Tíhová síla působí stále stejným směrem. Je nutné určit rameno r_x [mm], na kterém působí. To se mění v závislosti na úhlu naklopení β [°]:

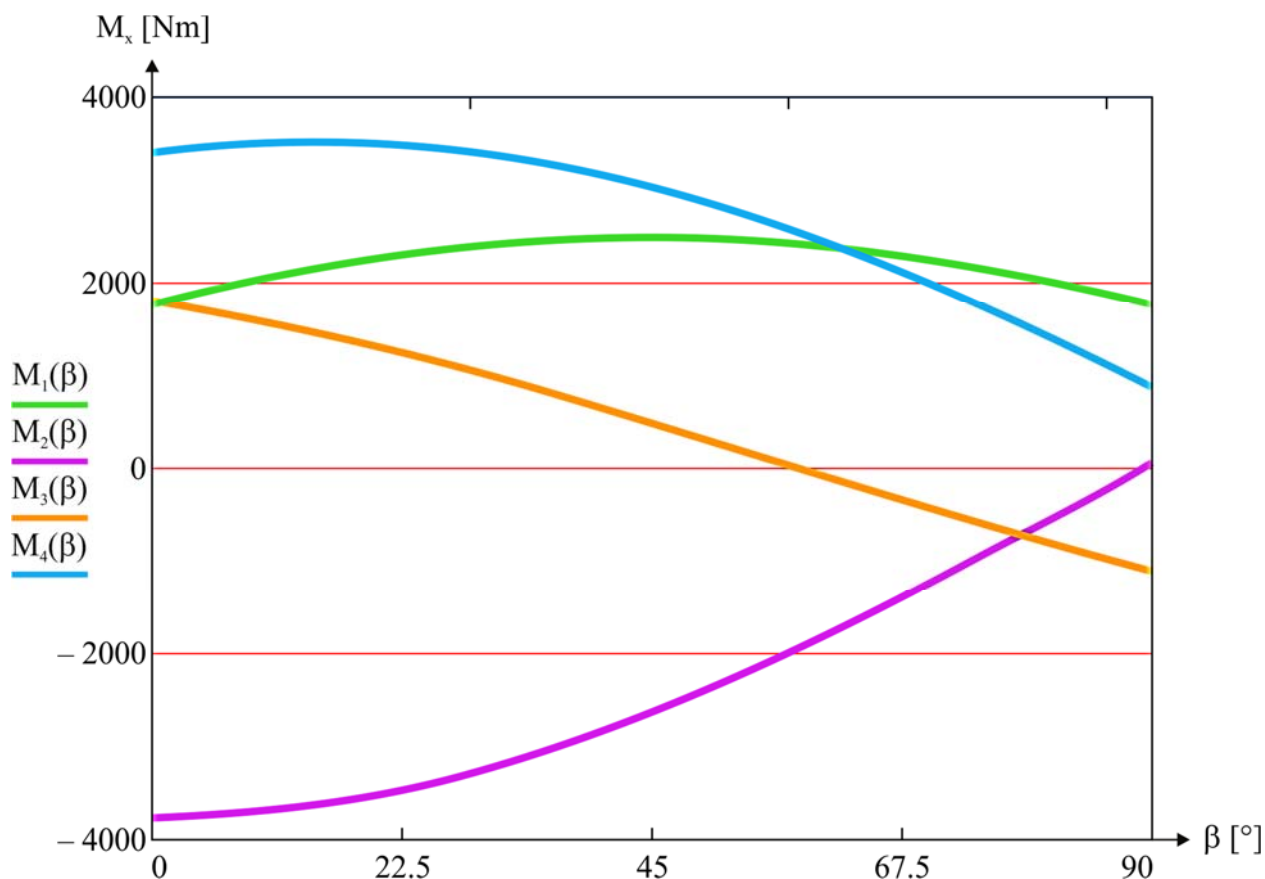
$$\text{Kolébka:} \quad r_k(\beta) := p_k \cdot \cos(\alpha_k + \beta)$$

$$\text{Vozík:} \quad r_{v1}(\beta) := p_{v1} \cdot \cos(\alpha_{v1} + \beta)$$

$$\text{Břemeno:} \quad r_1(\beta) := p_1 \cdot \cos(\alpha_1 + \beta)$$

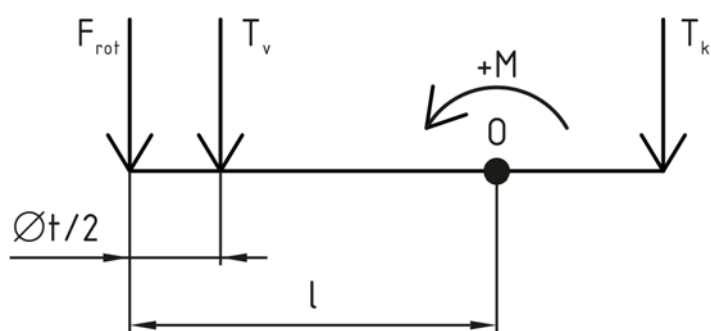
Výsledný klopný moment břemene č.1 – M_1 [Nm] bude:

$$M_1(\beta) := T_k \cdot r_k(\beta) + T_v \cdot r_{v1}(\beta) + T_1 \cdot r_1(\beta)$$



Obr. 7.4 Graf průběhu klopných momentů

Záporné hodnoty momentu znamenají, že je potřeba při naklápění brzdit. Výpočet řetězu vychází z extrémních hodnot momentu. Proto jsem bral v úvahu i situaci, kdy bude docházet k otáčení břemene o 180°:



Obr. 7.5 Rozložení sil při rotaci břemene o 180°

F_{rot} [N] je tíha otáčeného břemene. Uvažuje se břemeno č. 4. Tedy $F_{rot} = T_4 = 10\,227$ [N]. Maximální vyložení síly F_{rot} [N] je $l = 485$ [mm]. O je osa naklápění.

Klopný moment M_{rot} [Nm] při otáčení břemene č. 4 bude:

$$M_{\text{rot}} = \frac{F_{\text{rot}} \cdot l + T_v \cdot \left(l - \frac{\varnothing t}{2}\right) + T_k \cdot h_k}{1000} \text{ [Nm]}$$

$$M_{\text{rot}} = \frac{10\,227 \cdot 485 + 1\,030 \cdot \left(485 - \frac{240}{2}\right) + 1\,520 \cdot (-255)}{1000} \text{ [Nm]}$$

$$M_{\text{rot}} = 4\,948 \text{ [Nm]}$$

Po porovnání klopných momentů při naklápění a otáčení břemen, je pro výpočet řetězu uvažován maximální moment $M_{\text{kmax}} = 5\,000$ [Nm].

7.2.3 Naklápěcí síla

Roztečná kružnice řetězu na kolébce má průměr $D_2 = 1681,08$ [mm]. Síla pro naklopení působí na polovině tohoto průměru.

Maximální síla v řetězu F_r [kN] je:

$$F_r = \frac{2 \cdot M_{\text{kmax}}}{D_2} \text{ [kN]} \quad (7.1)$$

$$F_r = \frac{2 \cdot 5\,000}{1\,681,08} \text{ [kN]}$$

$$F_r = 5,9615 \text{ [kN]}$$

7.3 Volba válečkového řetězu

Postup při volbě řetězu vycházel z [5]. Daná rychlost naklápění je $n_2 = 2 \text{ min}^{-1}$. Byl zvolen válečkový řetěz ČSN 02 3311 typ B.

Přepočet otáček na obvodovou rychlost $v_2 = v_1$ [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]:

$$v_2 = \pi \cdot \frac{D_2}{1\,000} \cdot \frac{n_2}{60} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (7.2)$$

$$v_2 = \pi \cdot \frac{1\,681,08}{1\,000} \cdot \frac{2}{60} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$$

$$v_2 = 0,176 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$$

Výpočet výkonu na hnací řetězce. Účinnost řetězového převodu η_r je podle [12] 98%.

$$P_1 = \frac{2 \cdot M_{\max} \cdot n_2 \cdot \pi}{10 \cdot 60 \cdot \eta_r} \text{ [kW]} \quad (7.3)$$

$$P_1 = \frac{2 \cdot 5\,000 \cdot 2 \cdot \pi}{10 \cdot 60 \cdot 98} \text{ [kW]}$$

$$P_1 = 1,068 \text{ [kW]}$$

Dalším krokem je výpočet diagramového výkonu P_D [kW]. Před tím musí být stanoveny jisté součinitele. Pro určení některých součinitelů je potřeba znát počet zubů hnací řetězky a převodový poměr. Odhadovaný počet zubů hnací řetězky $z_1 = 17$ [-]. Předpokládaná rozteč řetězu $t_r = 25,4$ [mm].

Výpočet roztečné kružnice hnací řetězky D_1 [mm]:

$$D_1 = \frac{t_r}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_1}\right)} \text{ [mm]} \quad (7.4)$$

$$D_1 = \frac{25,4}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_1}\right)} \text{ [mm]}$$

$$D_1 = 138,232 \text{ [mm]}$$

Výpočet převodového poměru u [-]:

$$u = \frac{D_2}{D_1} \text{ [-]} \quad (7.5)$$

$$u = \frac{1681,08}{138,232} \text{ [-]}$$

$$u = 12,161 \text{ [-]}$$

Hodnoty součinitelů určeny dle [5]:

Součinitel rázů $Y = 1,8$ pro tažné stroje

Součinitel výkonu $\chi = 0,88$ pro $u = 12,161$ a $z_1 = 17$

Součinitel mazání $\mu = 0,6$ pro ruční mazání tukem

Součinitel provedení řetězu $\varphi = 1$ pro řetěz ČSN 02 3311 typ B

Součinitel osové vzdálenosti $\rho = 1$ pro osovou vzdálenost $A = 939,7$ [mm]

Diagramový výkon P_D [kW]:

$$P_D = \frac{P_1}{\chi \cdot \mu \cdot \varphi \cdot \rho} \text{ [kW]} \quad (7.6)$$

$$P_D = \frac{1,068}{0,88 \cdot 0,6 \cdot 1 \cdot 1} \text{ [kW]}$$

$$P_D = 2,023 \text{ [kW]}$$

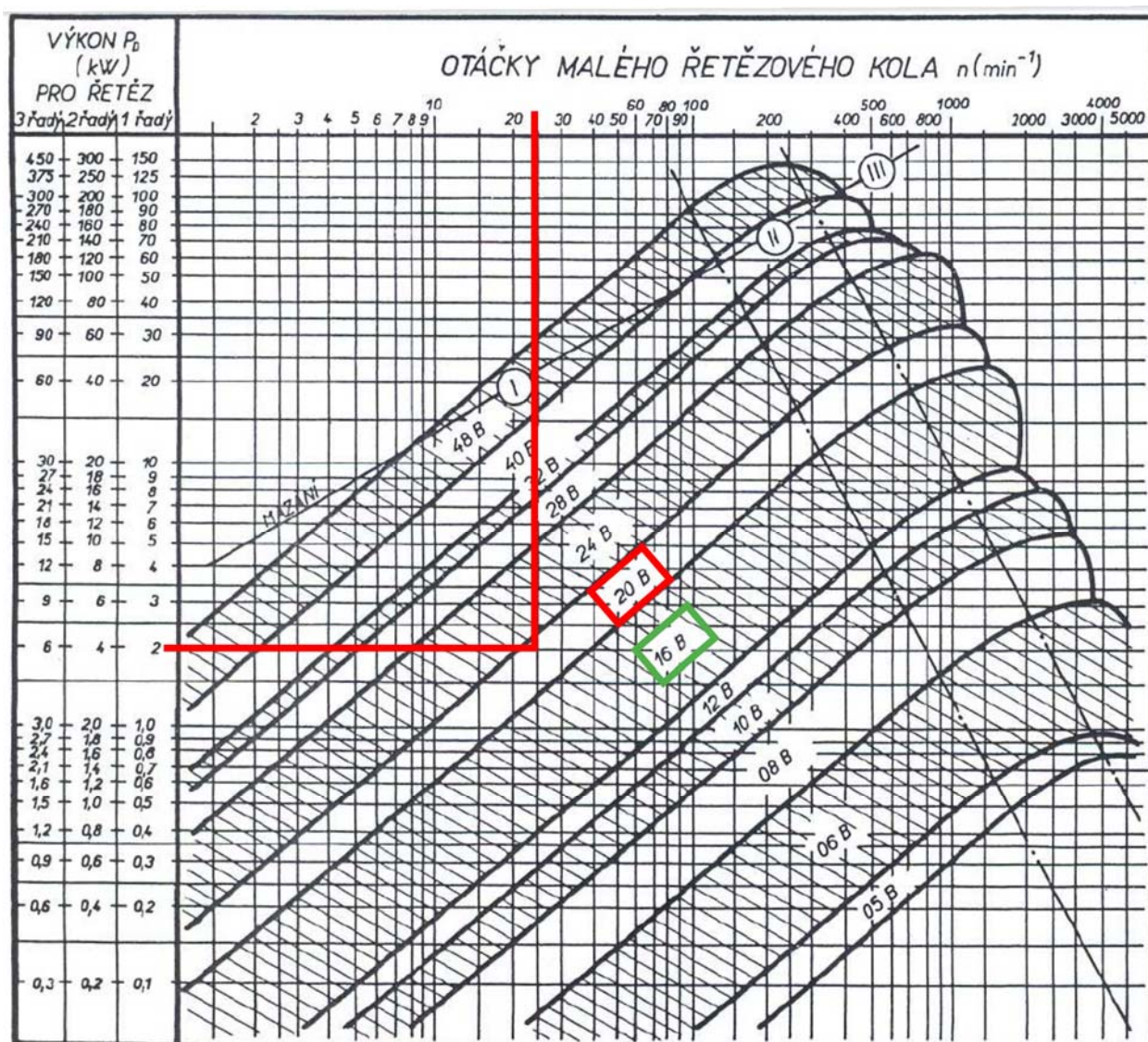
Otáčky hnací řetězky n_2 [min^{-1}]:

$$n_1 = n_2 \cdot u \text{ [min}^{-1}\text{]} \quad (7.7)$$

$$n_1 = 2 \cdot 12,161 \text{ [min}^{-1}\text{]}$$

$$n_1 = 24,322 \text{ [min}^{-1}\text{]}$$

Z grafu byla odečtena doporučená velikost řetězu:



Obr. 7.6 Graf pro volbu řetězu [5]

Přestože dle grafu je doporučován řetěz 20 B, zvolil jsem řetěz:

2,794 m ŘETĚZU 16 B – 1 ČSN 02 3311.0. Délka řetězu vychází z konstrukce naklápačícího stolu. Parametry zvoleného řetězu jsou v tab. 7.2.

Tab. 7.3 Parametry řetězu 16 B – 1 ČSN 02 3311.0 [6]:

Rozteč článků	t_r	25,4	[mm]
Síla při přetržení	F_{pt}	58	[kN]
Hmotnost 1 m řetězu	m_l	1,25	[kg/m]
Plocha kloubu	S_r	210	[mm ²]

7.3.2 Kontrola řetězu

Řetěz byl kontrolován na dovolený tlak v kloubu a statické a dynamické přetržení.

Kontrola na dovolený tlak:

$$p_v \leq p_D \quad (7.8)$$

Kde p_v [MPa] je výpočtový tlak:

$$p_v = \frac{1000 \cdot F_1}{S_r} \text{ [MPa]} \quad (7.9)$$

$$p_v = \frac{1000 \cdot 5,615}{210} \text{ [MPa]}$$

$$p_v = 27,7 \text{ [MPa]}$$

a p_d je dovolený tlak v kloubu:

$$p_D = p \cdot \lambda \text{ [MPa]} \quad (7.10)$$

Směrný tlak v kloubu p byl určen podle [5]. Pro $v_2=0,2 \text{ [m}\cdot\text{s}^{-1}]$ a $z_1 = 17 [-]$ je $p = 30,41 \text{ [MPa]}$. Protože [5] neobsahuje hodnoty činitele tření $\lambda [-]$ pro vyšší převodové poměry $u [-]$ než 7, činitel tření byl vypočten interpolací z hodnot pro $A = 40 \cdot t_r$; $u = 5$ a $u = 7$: 1,09 a 1,15

$$\lambda = 1,09 + (12 - 5) \cdot \frac{1,15 - 1,09}{7 - 5} [-]$$

$$\lambda = 1,3 [-]$$

Po dosazení do (7.10):

$$p_D = 30,41 \cdot 1,3 \text{ [MPa]}$$

$$p_D = 39,5 \text{ [MPa]}$$

Výpočtový tlak $p_v = 27,7 \text{ [MPa]}$ je menší než dovolený $p_D = 39,5 \text{ [MPa]}$. Řetěz vzhledem k dovolenému tlaku v kloubu vyhovuje.

Tahová síla v řetězu $F_1 \text{ [kN]}$:

$$F_1 = \frac{P_1}{v_2} \text{ [kN]} \quad (7.11)$$

$$F_1 = \frac{1,068}{0,176} \text{ [kN]}$$

$$F_1 = 6,068 \text{ [kN]}$$

Kontrola na přetržení – statická bezpečnost $k_s [-]$:

$$k_s = \frac{F_{pt}}{F_1} [-] \quad (7.12)$$

$$k_s = \frac{58}{6,068} [-]$$

$$k_s = 9,6 [-]$$

Kontrola na přetržení – dynamická bezpečnost $k_d [-]$:

$$k_d = \frac{F_{pt}}{F_1 \cdot Y} [-] \quad (7.13)$$

$$k_d = \frac{58}{6,068 \cdot 1,8} [-]$$

$$k_d = 5,3 [-]$$

Podle [7] je pro pohon zdvihadla minimální bezpečnost válečkového řetězu 6 [-]. Protože se ale nejedná o zdvihadlo, ani o standartní řetězový pohon, byla výsledná dynamická bezpečnost

$k_d = 5,3 [-]$ shledána jako dostačující.

7.4 Výpočet motoru naklápění

Naklápění kolébky je zajištěno elektromotorem s převodovkou - elektropřevodovkou. Výstupní otáčky převodovky n_1 by měly být okolo 24,3 [min⁻¹].

Výpočet potřebného výstupního momentu převodovky M_{pot} [Nm]:

$$M_{\text{pot}} = \frac{M_{\text{kmax}}}{u} \text{ [Nm]} \quad (7.14)$$

$$M_{\text{pot}} = \frac{5000}{12,161} \text{ [Nm]}$$

$$M_{\text{pot}} = 411 \text{ [Nm]}$$

Pro pohon naklápění byl zvolen elektromotor s převodovkou SEW R67DRN90L4 (obr 7.7).

Tab. 7.4 Parametry elektromotoru s převodovkou [13] (produktový list Příloha F)

Výkon motoru	P_M	1,5	[kW]
Nominální otáčky motoru	n_N	1461	[min ⁻¹]
Převodový poměr převodovky	i	56,89	[-]
Výstupní otáčky	n_P	26	[min ⁻¹]
Výstupní moment	M_P	555	[Nm]

8 Závěr

Byl navržen naklápečí stůl s otočí o nosnosti 1000 kg pro břemena válcového tvaru. Maximální průměr břemene je 1000 mm. Minimální průměr břemene je 500 mm. Maximální délka je 1000 mm, minimální 300 mm. Břemeno je možné naklápět o 90° a ve vodorovné poloze otáčet o 180° okolo příčné osy. Rychlost naklápění je 2 ot/min (naklopení o 90° trvá cca 7 s). Rychlost otáčení je taktéž 2 ot/min (otočení o 180° trvá 18 s).

Otoč s deskou tvaru „V“ zajišťuje stabilitu břemena. Otočové ložisko je vybaveno ozubením a poháněno krokovým motorem Nema 34. Tím je zajištěn plynulý rozběh a brzdění při otáčení tělesa. Výrobce ložiska doporučuje pro mazání ložiskové dráhy plastické mazivo Mobilgrease HP 222 a pro mazání ozubení Mobiltac A.

Aby mohlo dojít k otočení tělesa o 180°, musí být břemeno odsunuto od podstavné desky. To je zajištěno pohybovým šroubem s lichoběžníkovým závitem. Šroub je pevně uchycen v rámu stolu. Otočná je matice, která je pevně spojena se servomotorem Stöber EZM511U. Tento servomotor má dutou hřídel, tudíž není potřeba dalších převodovek. Motor je uchycen k vozíku s otočí. Vozík je vybaven čtyřmi kladkami Winkel 4.053 s celoživotní náplní maziva. Podstavná deska je vybavena koncovým spínačem. Rychlost posuvu je 58 mm/s a zastavení z této rychlosti trvá 0,5 s.

Naklápění břemena je realizováno tzv. kolébkou. Díky tomuto systému není zapotřebí příliš velkých sil. Kolébkou pohání 3-fázový asynchronní elektromotor s převodovkou SEW o výkonu 1,5 kW. Po obvodě kolébky je veden řetěz. Ten je pak přes kladky sveden na výstupní hřídel převodovky. Použitý řetěz: 2,794 m ŘETĚZU 16 B – 1 ČSN 02 3311.0. Zastavení v koncové poloze zajišťují spínače koncových poloh.

9 Seznam použitých pramenů

- [1] ČERNOCH, S. *Strojně technická příručka*. Praha: SNTL, 1968. 2412 s.
- [2] DRASTÍK, F. A KOL. *Strojnické tabulky pro konstrukci a dílnu. Druhé doplněné vydání*. Ostrava: Montanex, 1999. 722 s. ISBN 80-85780-95-X
- [3] KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. Ostrava: Skripta VŠB – TU Ostrava, Ediční středisko VŠB – TU Ostrava, 2007. 91 s. ISBN 978-80-248-1290-8
- [4] KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. Ostrava: Skripta VŠB – TU Ostrava, Ediční středisko VŠB – TU Ostrava, 2007. 91 s. ISBN 978-80-248-1290-8
- [5] KALÁB, K. *Návrh a výpočet řetězového převodu. Vysokoškolská příručka*. Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 2008.
- [6] LEINVEBER, J, VÁVRA, P. *Strojnické tabulky. Čtvrté doplněné vydání*. Úvaly: Albra, 2008. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7
- [7] ČSN EN 14492-2 *Jeřáby – Vrátky, kladkostroje a zdvihové jednotky se strojním pohonem*. Praha: UNMZ, 2010.
- [8] *Slewing rings. Catalogue 404* [online]. Herzogenaurach (Germany): Schaeffler Technologies, AG & Co. KG, 2012. 108 s. Dostupné z: http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/catalogue_1/downloads_6/404_de_en_1.pdf
- [9] *Product catalog* [online]. Feldkirchen (Germany): Nanotec Electronic GmbH & Co. KG, 2016. 131 s. Dostupné z: http://en.nanotec.com/fileadmin/files/Katalog/Nanotec_Catalog_2016.pdf
- [10] *Synchronous Servo Geared Motors* [online]. Pforzheim (Germany): STÖBER ANTRIEBSTECHNIK GmbH + Co. KG, 03/2016. 932 s. Dostupné z: http://www.stoeber.de/media/stoeber_global/service/downloadcenter/tdv/kataloge/442437_en_01_Servo_Geared_Motors.pdf
- [11] *Trapézový závit KUE. Hiwin*. [online]. [cit. 2016-04-24]. Dostupné z: http://www.hiwin.cz/cz/produkty/kulickove-srouby/trapezove-srouby/242_trapezovy-zavit-kue
- [12] *Nápověda MITcalc*. [online]. [cit. 2016-04-24]. Dostupné z: http://www.mitcalc.com/doc/help/cz/c_transmission choice.htm
- [13] *SEW–Eurodrive – DriveGate/configurator*. [online]. [cit. 2016-04-24]. Dostupné z: <https://www.drivegate.biz/cz/?devis=configurator>

- [14] *WINKEL. 4.053 + AP S-Q*. [online]. [cit. 2016-04-24]. Dostupné z: http://www.winkel-bearing.com/cz/loziska-winkel/kombinovana-loziska/typ/4053-ap-s-q/?tx_winkel_products_pi1%5Baction%5D=show&cHash=90cf5933fbf670440a0b9566d87721ee
- [15] *Vzpěr přímých tyčí. E-konstrukter*. [online]. [cit. 2016-04-24]. Dostupné z: <http://e-konstrukter.cz/technicke-vypocty/116-vzper-primych-tyci>
- [16] *SBD Linear actuator – HepcoMotion*. [online]. [cit. 2016-04-24]. Dostupné z: <http://www.hepcotion.com/product/linear-actuator-systems/sbd-linear-actuator/>
- [17] *Coil upender. Hywema*. [online]. [cit. 2016-05-05]. Dostupné z: <http://www.hywema.de/en/coil-upender.html>
- [18] *Manipulační technika Prestar s.r.o.* [online]. [cit. 2016-05-05]. Dostupné z: <http://www.prestar-lifting.cz/produkty>
- [19] *Nové europalety. PPS Holding*. [online]. [cit. 2016-05-05]. Dostupné z: <http://www.europalety.com/nabidka/palety-eur/>
- [20] ANSYS. *Workbench 16.0*. [software].
- [21] AUTODESK. *Inventor Professional 2015*. [software].
- [22] PTC. *MathCAD 15*. [software].

Seznam příloh

Příloha A:	Návrh upevnění pohybového šroubu
Příloha B:	Výpočet klopných sil a sil působících na radiální rolny.
Příloha C:	Výpočet osy radiální rolny, kontrola a výpočet ložiska radiální rolny
Příloha D:	Výpočet axiálních vodících rolen
Příloha E:	MKP analýza podpěry rolny
Příloha F:	Informace o produktu SEW R67DRN90L4
Příloha G:	Kontrola šroubů podpěry rolny
Příloha H:	Výkres sestavy NSSO-00VS
Příloha I:	Seznam položek č. NSSO-00SP
Příloha J:	Výrobní výkres č. NSSO-01
Příloha K:	Výrobní výkres č. NSSO-02